

PCT

WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM

Internationales Büro

INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE  
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)



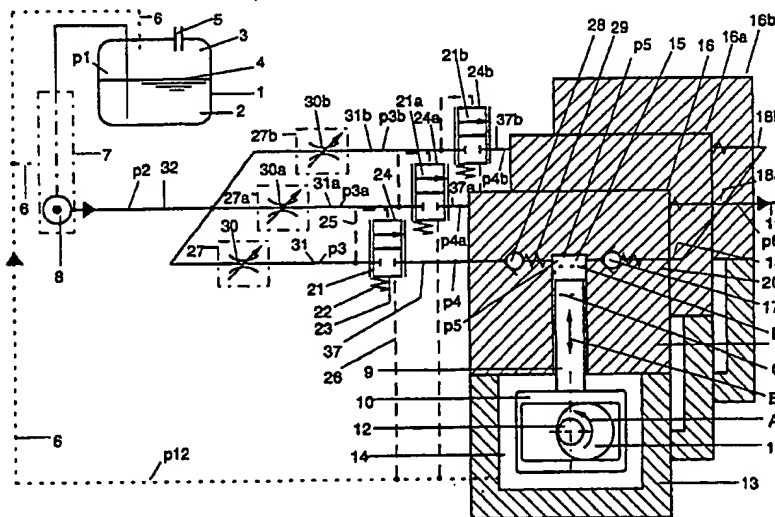
(51) Internationale Patentklassifikation <sup>6</sup> : <b>F04B 49/00, F02M 59/34, 59/36, F04B 49/22</b>		A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: <b>WO 95/13474</b>
		(43) Internationales Veröffentlichungsdatum:	18. Mai 1995 (18.05.95)
(21) Internationales Aktenzeichen: <b>PCT/CH94/00215</b>		(81) Bestimmungsstaaten: CN, JP, KR, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).	
(22) Internationales Anmeldedatum: 7. November 1994 (07.11.94)			
(30) Prioritätsdaten: 3367/93-0 8. November 1993 (08.11.93) CH		Veröffentlicht Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist. Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.	
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): EID- GENÖSSISCHE TECHNISCHE HOCHSCHULE LABO- RATORIUM FÜR VERBRENNUNGSMOTOREN UND VERBRENNUNGSTECHNIK [CH/CH]; Sonneggstrasse 3, CH-8092 Zürich (CH).			
(72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): SCHNEIDER, Wolfgang [DE/CH]; Reckholderenstrasse 27, CH-8154 Oberglatt (CH).			
(74) Anwalt: SCHAAD, BALASS & PARTNER; Dufourstrasse 101, Postfach, CH-8034 Zürich (CH).			

(54) Title: CONTROL DEVICE FOR A VARIABLE VOLUME PUMP

(54) Bezeichnung: STEUEREINRICHTUNG FÜR EINE FÜLLGRAD-VERSTELLPUMPE

(57) Abstract

The proposed control device for a variable volume pump with at least one displacement chamber operates on the suction throttle principle with controlled regulation of the volume of the displacement chamber(s) and is intended for use especially in common-rail diesel injection systems, among others. It facilitates precise and highly dynamic control of the variable volume pump with little cost and without the adverse effects on the system of undesirable cavitation. On the vacuum side of the pump there is at least one pressure-differential operated 2/2-way throttle valve (21, 21a, 21b; 134; 51, 53, 54; 81; 103). A 2/2-way valve of this type or the entire pump can be applied to a group of displacement chambers, or alternatively, a valve of this type can be placed before each individual displacement chamber. The pressure differential control of the (or each) 2/2-way valve is effected via an adjustment device (27, 150) situated on the feed side of the 2/2-way valve and designed either as a throttle valve or a flow regulation valve.



Best Available Copy

#### (57) Zusammenfassung

Eine Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe mit mindestens einem Verdrängerraum arbeitet nach dem Saugdrosselprinzip mit zwangsläufiger Volumenveränderung des Verdrängerraumes bzw. der Verdrängerräume und ist u.a. besonders für Common-Rail-Dieseleinspritzsysteme gedacht. Es ermöglicht eine genaue, präzise und hochdynamische Steuerung der Füllgrad-Verstellpumpe mit geringem Aufwand, ohne daß das System durch unerwünschte Hohlraumbildung beeinträchtigt wird. Auf der Saugseite der Pumpe befindet sich mindestens ein druckdifferenzbetätigtes drosselndes 2/2-Wegeventil (21, 21a, 21b; 134; 51, 52, 53, 54; 81; 103). Es kann entweder ein solches 2/2-Wegeventil für eine Gruppe von Verdrängerräumen oder die ganze Pumpe verwendet werden oder es kann ein jeweiliges Ventil dieser Art vor jedem einzelnen Verdrängerraum eingesetzt werden. Die Druckdifferenzsteuerung des bzw. jedes 2/2-Wegeventils erfolgt über eine Verstelleinrichtung (27; 150), welche auf der Zuströmseite des 2/2-Wegeventils angeordnet ist und entweder als drosselndes Ventil oder als stromregelndes Ventil ausgebildet ist.

#### LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AT	Österreich	GA	Gabon	MR	Mauretanien
AU	Australien	GB	Vereinigtes Königreich	MW	Malawi
BB	Barbados	GE	Georgien	NE	Niger
BE	Belgien	GN	Guinea	NL	Niederlande
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	NO	Norwegen
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	NZ	Neuseeland
BJ	Benin	IE	Irland	PL	Polen
BR	Brasilien	IT	Italien	PT	Portugal
BY	Belarus	JP	Japan	RO	Rumänien
CA	Kanada	KE	Kenya	RU	Russische Föderation
CF	Zentrale Afrikanische Republik	KG	Kirgisistan	SD	Sudan
CG	Kongo	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	SE	Schweden
CH	Schweiz	KR	Republik Korea	SI	Slowenien
CI	Côte d'Ivoire	KZ	Kasachstan	SK	Slowakei
CM	Kamerun	LI	Liechtenstein	SN	Senegal
CN	China	LK	Sri Lanka	TD	Tschad
CS	Tschechoslowakei	LU	Luxemburg	TG	Togo
CZ	Tschechische Republik	LV	Lettland	TJ	Tadschikistan
DE	Deutschland	MC	Monaco	TT	Trinidad und Tobago
DK	Dänemark	MD	Republik Moldau	UA	Ukraine
ES	Spanien	MG	Madagaskar	US	Vereinigte Staaten von Amerika
FI	Finnland	ML	Mali	UZ	Usbekistan
FR	Frankreich	MN	Mongolei	VN	Vietnam

## Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe

### Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe mit mindestens einem Verdrängerraum, welcher nach dem Saugdrosselprinzip mit zwangsläufiger Volumenveränderung des Verdrängerraumes bzw. der Verdrängerräume arbeitet, welche die zu fördernde Flüssigkeit aus einem Flüssigkeitsreservoir mit einer freien Oberfläche, welche mit einem Gasdruck, meist Atmosphärendruck, beaufschlagt ist, durch eine Leitung oder gegebenenfalls über ein hydraulisches System jedoch ohne Gaszufuhr bezieht.

Füllgrad-Verstellpumpen sind hydrostatische Pumpen mit Verdrängerwirkung durch Hubkolben (z.B. Radialkolbenpumpe, Axialkolbenpumpe, Reihenpumpe) oder Rotations- oder Schwenkkolbenpumpen (z.B. Flügelzellenpumpe, Sperrflügelpumpe, Rollenzellenpumpe). Die Erfindung bezieht sich dabei nur auf solche Füllgrad-Verstellpumpen, welche nach dem Prinzip der Saugdrosselung mit zwangsläufiger Verdrängerbewegung arbeiten. Bei diesen erfolgt eine Teilbefüllung des Verdrängerraums durch gesteuerte Hohlraumbildung in der Druckflüssigkeit. Als zwangsläufig bewegte Verdränger können sowohl Kolben mit oszillierender Bewegung als auch Rotationsverdränger (Flügelzellenpumpe, Sperrflügelpumpe usw.) betrachtet werden.

Zur Steigerung der Energieeffizienz in hydrostatischen Systemen besteht schon lange der Wunsch nach vermehrtem Einsatz von Verstellpumpen. Die heute erhältlichen Bauformen solcher Verstellpumpen, welche meistens nach dem Prinzip der Hubverstellung realisiert werden, sind für viele Anwendungen jedoch noch zu teuer oder besitzen einen zu schlechten Wirkungsgrad bei Teilförderung, d.h. bei kleinem Füllgrad.

Gleichzeitig geht aufgrund des unvermindert steigenden Nutzen/Kosten-Verhältnisses der Elektronik der Trend der Verknüpfung von Elektronik und Fluidtechnik weiter, so daß zunehmend der Ruf nach direkter aber trotzdem preisgünstiger elektrischer Ansteuerung von Verstellpumpen besteht.

Für die Einbindung in Regelsysteme (in Form von Stellorganen) müssen zukünftige Verstellpumpen definierte Förderstromkennlinien besitzen und diese genau, hysteresarm und mit genügender Schnelligkeit (d.h. z.B. ohne große Totzeit) reproduzieren. Solche Eigenschaften sind bekanntlich für Stellorgane in Regelkreisen zum Teil unabdingbar, zum Teil mindestens von erheblichem Vorteil.

Ferner ist eine hohe Fördergleichmäßigkeit der einzelnen Verdränger untereinander wichtig, zum einen wegen der Geräuschanregung und wegen etwaiger auf Gleichmäßigkeit angewiesener Verbraucher, zum anderen, damit keine zusätzlichen andersfrequenten Störungen in das Hochdrucksystem getragen werden, welche einen Regler irritieren könnten.

Hydrostatische Füllgradverstellpumpen dieser Art können in vielen Anwendungsgebieten der Fahrzeug-, Industrie-, Flug- und Wasserhydraulik sowie besonders für die allgemeine Kraftfahrzeughydraulik und die sogenannten Common-Rail-Dieseleinspritzsysteme eingesetzt werden. Durch Anwendung des Phasenanschnittprinzips bei solchen Füllgradverstellpumpen (siehe Literaturverzeichnis am Ende der Beschreibung) können sehr hohe Wirkungsgrade auch bei Teilförderung und dies insbesondere sogar bei dünnflüssigen Medien, sehr hohen Drücken und niedrigster Drehzahl erreicht werden. Anders nämlich als bei der Hubverstellpumpe, verringert sich bei der phasenanschnitt-gesteuerten Pumpe mit abnehmender Fördermenge pro Arbeitstakt auch die Dauer der Druckbeaufschlagung der Verdrängerkörper und der mit ihr

verbundenen Verlustarbeiten (wie z.B. Kolbenspaltleckage). Diese Eigenschaft der Leckageunempfindlichkeit führt neben anderen Gründen (siehe 2 und 4 des sich am Ende der Beschreibung befindlichen Literaturverzeichnis) zu der besonderen Eignung solcher Pumpen für die Common-Rail-Dieseleinspritztechnik.

Ein solcher Grund ist auch der geringe Energie- bzw. Kraftaufwand für die Verstellung, da diese häufig über die Verstellung einer Drossel im Niederdruckteil erfolgt (US 4 907 949). Das ermöglicht unter anderem auch Handverstellung.

Grundsätzlich ermöglicht der niedrige Kraftaufwand auch eine sehr hohe Verstellodynamik, so daß die erforderlichen Verstellungen nicht nur schnell auf elektronischen Wegen errechnet, sondern daß die Verstellungen durch den Einsatz von schnellen Bauelementen für den elektrischen Direktantrieb realisiert werden können. Aufgrund der niedrigen Kräfte sind Größe und Herstellkosten der elektrischen Antriebe ebenfalls gering. Im allgemeinen erlauben geringe Kräfte die Regelung von hydraulisch-mechanischen Systemen mit weitgehender Rückwirkungsfreiheit der Stellgröße vom Meßsignal.

Ein Beispiel für hohe geforderte Verstellodynamik stellt wiederum das Common-Rail-Dieseleinspritzsystem dar; das Verteilrohr (= common rail) und die anderen hochdruckführenden Volumina müssen auf Signal der Motorelektronik hin sehr schnell (bei Anwendung im Automobil Größenordnung 0,2 Sekunden) auf einen erheblich höheren Druck aufgepumpt werden können. Die Fördermenge der Pumpe muß zu diesem Zweck noch eine Größenordnung schneller - minimal erreichbar ist ein Pumpenarbeitstakt - verstellt werden können. Dazu kann wiederum in 4) des Literaturverzeichnis nachgelesen werden. Ebenso muß eine solche Pumpe auch bei konstantem

Druck in der Größenordnung von ca. zwei Einspritzungen andere Fördermengen bereitstellen können.

Insbesondere für Pumpen mit einer größeren Zahl von Verdrängerräumen sind andere bisherige Lösungen, z.B. mit einzeln gesteuerten Einlaßventilen, zu aufwendig. Es ist ein großer Vorteil, mit nur einem Verstellelement für eine große Zylinderzahl auszukommen.

Ein Beispiel einer gattungsgemäßen Steuereinrichtung für Füllgrad-Verstellpumpen, welches mit nur einem Wandlerelement für eine Vielzahl von Verdrängerräumen auskommt und eine einlaßseitige Schlitzsteuerung besitzt, wie sie für viele Anwendungen genügt, ist aus der PCT/EP89/01057 bekannt. Eine besondere Strömungsführung im Exzentergehäuse soll eine gleichmäßige Befüllung aller Verdrängerräume und also eine hohe Gleichförderung auch bei für viele Anwendungen genügend kleiner Teilförderung bewirken. Die Dynamik ist für verschiedene Anwendungsfälle jedoch nicht ausreichend, da alle Zylinder vom zentralen Exzentergehäuse aus befüllt werden, und dieses bei unmittelbarem Übergang auf Vollförderung zunächst durch das Drosselement gefüllt und beim umgekehrten Vorgang entleert werden muß, bevor sich in der Befüllung und im Förderstrom wieder ein stationärer Zustand einstellt. Oberflächen- und Schwerkrafteffekte können jedoch auch dann noch sporadische lokale Blasenansammlungen mit nachfolgenden gruppenweisen Lösen etwa von Wandungen erzeugen, was zu statistischen Fördermengen-Streuungen und Hystereseeffekten im Pumpenbetrieb führen kann. Beispielsweise können sich Zustände einstellen, bei denen die einen Verdrängerräume mehr Flüssigkeit und die anderen Verdrängerräume mehr Hohlraumanteil bei der Befüllung erhalten, und dadurch die Förderung ebenfalls ungleichmäßig wird.

Die Dynamik einer ähnlich der im vorgenannten Patent ausgeführten Pumpe wurde von Faßbender (siehe 6 im Literaturverzeichnis) gemessen. Der Förderstrom hinkt in dem Fall um eine Totzeit von ca. 7 Arbeitstakten gegenüber der Bewegung des Stellorgans zurück. Ein schnelles Stellglied allein genügt also nicht. In der schon vorstehend als Beispiel herangezogenen Common-Rail-Dieseleinspritztechnik würde in dieser Zeitspanne der Druck im Verteilrohr aufgrund dessen kleinen Volumens bereits unzulässig steigen und nur schwerlich regelbar sein.

Ein weiteres Beispiel einer gattungsgemäßen Steuereinrichtung für eine Pumpe mit als Rückschlagventile realisierten Einlaßventilen ist aus der CH 674 243 = EP-A-299 337 - bekannt. Dieser veröffentlichte Stand der Technik gibt keine Angaben zu den verwendeten Drucken an. Bei untersuchten Pumpen dieser Art wurde aber festgestellt, daß sie unter Hohlraumbildung bei der Saugdrosselung leiden, so daß erhebliche Gasvolumen entstehen, welche die erwünschte genaue, präzise und einfache Steuerung erheblich beeinträchtigen.

Aufgrund der Hohlraumbildung bei der Saugdrosselung mit zwangsläufiger Verdrängerbewegung wurde zur Erzielung der gewünschten hohen Dynamik das Drosselverstellelement dicht an den Verdrängerraum gesetzt. Folglich wird zumindest bei der Radialkolbenbauart wiederum ein Wandler pro Verdrängerraum benötigt, oder ein aufwendiges mechanisches Gestänge. Die einzyklindrige Bauart wurde bevorzugt, und zur Erzielung eines höheren Volumenstroms und höherer Pumpfrequenz wurde wahlweise ein Mehrfachnocken oder ein Getriebe vorgeschlagen. Abgesehen von den damit verbundenen baulichen und gegebenenfalls belastungsmäßigen Einschränkungen resultieren aus einer solchen Lösung mit n-fach-Nocken oder n-facher Antriebsübersetzung gegenüber

einer n-zyklischen Pumpe zwar eine hohe Periodizität, d.h. eine hohe Ähnlichkeit der einzelnen Förderverläufe, jedoch auch ein größerer Unterbrechungsgrad, erheblich (n-fach) höhere Drehmomentspitzen im Antrieb, größere Lärmemissionen durch (n-mal) steilere Druckanstiege in den Zylindern sowie die Gefahr, daß der Wiedereintrittsprozeß von Gasmolekülen aus den Hohlräumen zurück in die Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit der Druckanstiege nicht mehr mithalten kann (siehe 1 in der Literaturlaufstellung) und dann unter dieser Bedingung Kavitationsschäden entstehen können.

Die Firma Cooper Bessemer Corporation, Mt. Vernon, Ohio, USA baute lange Jahre für Common-Rail-Dieseleinspritzsysteme eine Zweizylinder-Kolbenpumpe der gattungsgemäßen Art. Diese Pumpe besaß zwei Zylinder, wobei das Verstell-drossel-element zwischen beiden Zylindern angeordnet war, so daß die mit Hohlräumen füllbaren Schadräume minimal wurden. Auch hier ist die Erweiterung auf mehr als zwei Zylinder schwierig und aufwendig. Die Position des Verstell-drossel-elementes zwischen den beiden Zylindern schränkt die Freiheit in der Verdrängeranordnung (radial-, axial-, in Reihe) ein. Diese Pumpe war wiederum mit Einlaßschlitzen ausgestattet, wobei eine zufriedenstellende Dichtheit der Verdrängerräume offenbar durch Langhubigkeit (d.h. entsprechend große Dichtlängen und kleinere Spaltlängen) erreicht wurde, was aber eine richtige Kurbelwelle mit Querkraft aufnehmenden Tassenstößeln erforderte und das Bauvolumen erheblich vergrößerte.

Zusammenfassend läßt sich (erstens) sagen, daß als Nachteil heute noch das Problem besteht, daß für optimale Dynamik, Exaktheit der Förderkennlinie und Hysteresefreiheit, Eigenschaften, wie sie besonderes bei Einsatz der Pumpe in Regelungen erwünscht sind, jeder Verdrängerraum mit einem eigenen Stellelement mit Antrieb ausgerüstet werden muß oder



die Stellelemente durch eine aufwendige Mechanik mit einem zentralen Antriebselement verbunden werden müssen, mit den entsprechenden Problemen des Mengenabgleichs. Dieser Zielkonflikt zwischen Einfachheit (möglichst wenige oder nur ein Stellelement) und hoher Dynamik, Exaktheit der Förderkennlinie und Hysteresefreiheit tritt um so deutlicher zu Tage, wenn die einzelnen Verdrängerräume, wie beispielsweise bei Radial- oder Reihenanordnungen weit auseinander liegen oder wenn die Verdrängerraumzahl groß ist. Bei dicht nebeneinanderliegenden Verdrängerräumen wie bei Axialkolbenpumpen wäre eine zentrale Anordnung eines Verstellelementes grundsätzlich denkbar, der Bauraum ist aber häufig zu eng oder für andere Bauteile vorgesehen.

Die Ursache dieser verschiedenen Einschränkungen bei Anwendung der Befüllungssteuerung durch Saugdrosselung mit zwangsläufiger Verdrängerbewegung liegt in der bisher zur Fördermengenverstellung notwendigen Hohlraumbildung begründet, die aufgrund der immer vorhandenen, teils zwecks Viskositätsunabhängigkeit erwünschten Turbulenz, meist bereits in der drosselnden Vorrichtung einsetzt, und nicht erst in den Verdrängerräumen.

Die Erfindung setzt sich daher zur Aufgabe, eine preisgünstig herstellbare Steuervorrichtung gemäß Oberbegriff zu schaffen, welche bei geringem Aufwand dieses Hindernis der zu frühzeitigen Hohlraumbildung in seiner Wirkung zumindest erheblich einzudämmen und damit allgemeingültig für verschiedene Pumpentypen des Verdrängertyps zu verschiedenen größeren Freiheitsgraden bei der Realisierung dieser eigentlich äußerst interessanten und zukunftssträchtigen Förderstromsteuerung zu verhelfen vermag. Unter der Schaffung von Freiheitsgraden wird verstanden, daß es - unter dem Gesichtspunkt von Herstellkosten, der erwähnten allgemeingültigen Anwendbarkeit bei verschiedenen Pumpenbauarten, Baugröße und

Design der ganzen Pumpe - möglich sein soll, Stellelemente zu vereinigen und beispielsweise von einem elektromechanischen Wandler direkt zu betätigen sowie die verstellbaren Elemente ohne bedeutende Verschlechterung der Eigenschaften an beliebigem Ort der Pumpe anordnen zu können, oder sogar in gewisser Entfernung der Pumpe plazieren zu können, was eine Fernsteuermöglichkeit ergibt.

Die Hohlraumbildung in Flüssigkeiten bei stationären Strömungen sowie die damit verbundenen Kavitationsschäden ist in der Vergangenheit vielfach untersucht worden. Der instationäre und quasi nicht strömende Fall von Hohlraumbildung in Pumpenzylindern wurde bisher jedoch nur in geringerem Ausmaß untersucht. Offenbar ist jedoch bei im Pumpenbau üblichen Materialien nicht mit Schäden durch Hohlraumzerfall zu rechnen. Einer von mehreren Gründen ist möglicherweise, daß die Zeit zu kurz ist, um wirklich große Gas- oder Dampfmen gen herauszulösen. Schweitzer (siehe bitte 5) im Literaturverzeichnis) untersuchte den Austritt gelöster Gase aus Flüssigkeiten, und fand Diffusionszeitkonstanten, die deutlich über typischen Arbeitstaktperioden hydrostatischer Pumpen liegen. Fassbender ( 6) im Literaturverzeichnis) hat Gasaustrittsdrücke gemessen, und diese liegen für viele relevante Flüssigkeiten tatsächlich sehr tief.

Die vorliegende Erfindung benutzt diese physikalischen Phänomene und die weitere, an sich bekanntere Tatsache, daß Flüssigkeit, welcher Zeit gegeben wurde, sich an einer Gasatmosphäre eines Druckes  $p_1$  zu sättigen z.B. beim Ruhen in einem gegen die Atmosphäre belüfteten Tank), bei Unterschreiten dieses Druckes - vor allem, wenn noch Turbulenz beim Durch- oder Umströmen eines Hindernisses hinzukommt - eine starke Neigung hat, sich des Zuviel an Gases zu entledigen. Dies kann massenmäßig wenig sein, dennoch aber vom Volumen her einen Großteil einer Leitung oder eines Volumens fül-

len, was bezüglich Dynamik die oben erwähnten Auffüll- oder Entleervorgänge nötig macht, bis sich ein neuer stationärer Zustand einstellt.

Zur Lösung der oben gestellten Aufgaben wird erfindungsgemäß eine Steuereinrichtung nach dem Anspruch 1 oder nach dem Anspruch 15 vorgesehen. Hauptkennzeichen der Erfindung ist eine Vorschaltung von passiven, gemäß den Regeln der Ansprüche vorgespannten, drosselnden Ventilen vor die einzelnen Verdrängerräume, vor Gruppen von Verdrängern oder die ganze Pumpe, was dafür sorgt, daß der Druck hinter einem Drosselstellelement bis vor diesen Ventilen den Druck  $p_1$  des Flüssigkeitsreservoirs und vorzugsweise  $p_1$  plus einen später erklärten Betrag  $\Delta_{pTemp}$  zumindest im wesentlichen nicht unterschreitet, und damit eine nennenswerte und störende Hohlraumbildung sich auf das vergleichsweise kleine Volumen hinter diesen Ventilen bis zu den Verdrängerräumen beschränkt. Dieses Vorgehen ist unüblich, da Drosselungen unter Druckverlust in Pumpen sonst so gut wie möglich vermieden werden, indem man z.B. Einlaßventile gar nicht oder nur geringfügig vorspannt, um eine gewisse Selbstansaugfähigkeit der Pumpe zu erhalten oder die Gefahr von Kavitation in der Ansaugleitung, beispielsweise an Knickstellen, herabzusenken. Der Druck  $p_3$  vor den drosselnden Ventilen muß zu diesem Zweck in der Regel durch eine Druckquelle bekannter Art geringfügig angehoben werden, wozu auch eine Höhendifferenz von Flüssigkeitsreservoir zu Ventileintritt möglich wäre. Die meisten Hydraulikanlagen, besonders aber Hydraulik- und Brennstoffversorgungsanlagen in Fahrzeugen arbeiten aus diesen Gründen ohnehin mit Pumpen, die geringe bis geringste Vordrücke erzeugen, so daß praktisch durch diese Bedingung keine nennenswerte Einschränkung für die Anwendung bzw. der Einführung der Erfindung entsteht.

Eine wichtige, der Erfindung zugrundeliegende Erkenntnis

liegt darin, daß bei atmosphärem Druck ein Liter Brennstoff oder hydraulische Flüssigkeit im Stande ist, etwa 10 % Vol. an Luft in gelöster Form aufzunehmen und dies in einem Brennstofftank eines Fahrzeugs auch tut. Bei atmosphärem Druck ist daher ein Gasvolumen von etwa 100 cc in einem Liter Brennstoff enthalten. Bei Herabsetzung des Druckes tritt diese gelöste Luft in Gasform aus der Lösung heraus und expandiert volumenmäßig entsprechend dem herrschenden Unterdruck bspw. bei 0.1 bar verzehnfacht sich das Gasvolumen auf 1000 cc. Solche Gasvolumen können sehr schnell das vorhandene Volumen hinter den Ventilen bis zu den Verdrängerräumen füllen und hierdurch die Lieferung und Steuerung einer Brennstoffpumpe stark beeinträchtigen. Die gleiche Überlegung gilt auch für andere Flüssigkeiten. Durch die erfindungsgemäße Beschränkung von  $\Delta p_{\text{ömin}}$  auf nicht weniger als 0.9 bar und vorzugsweise im Bereich zwischen 1.0 und 1.5 bar - wird die Ausbildung von Gasvolumen auf ein Minimum gehalten bzw. vollständig unterbunden, so daß die Lieferung und Steuerung des Pumpensystems nicht darunter leidet.

Die Regeln in den Ansprüchen 5 und 6 berücksichtigen die spezifischen Eigenschaften der Flüssigkeiten und Gase. Die Formel nach den Ansprüchen 5 und 6 ermöglicht sowohl für Pumpen mit Einlaßschlitzen als auch für Pumpen mit selbsttätigen, federbelasteten, verdrängerweggesteuerten Einlaßventilen die Ermittlung der Mindestöffnungsdruckdifferenz  $\Delta p_{\text{ömin}}$  bei der das bzw. jedes druckdifferenzbetätigte drosselnde 2/2-Wegeventil öffnet. Sind Gasaustrittsdrücke  $p_{\text{Gaus}}$  und Dampfaustrittsdrücke  $p_{\text{Dampfaus}}$  nicht bekannt, so liegt man mit 0 bar für diese Drücke in der Formel auf der sicheren Seite.

Der sogenannte Löslichkeitskoeffizienten, beschreibt flüssigkeitsspezifisch und gasspezifisch das Lösungsverhalten gemäß der Gleichung von Henry:

$$c_s = k \cdot p$$

mit

$c_s$  Sättigungskonzentration des gelösten Gases  
oder Gasgemisches in der Flüssigkeit  
 $p$  Druck bei Sättigungsgleichgewicht ( $p_1$ )  
 $k = k(T)$  Löslichkeitskoeffizient des Gases oder  
Gasgemisches in der Flüssigkeit.

In vielen Anlagen, insbesondere z.B. im Fahrzeugeinsatz, etwa auf dem Weg von einem noch kalten Tank zu einem bereits heißen Motor kann eine zu fördernde Flüssigkeit eine schnelle Temperaturänderung erfahren.

Wird der Löslichkeitskoeffizient in Richtung der Temperaturänderung kleiner, kann es dabei zu einem plötzlichen übersättigten Zustand der Flüssigkeit kommen, die schon vor dem drosselnden, federbelasteten Ventil zu störender Gasauslösung führen kann.

Um dies zuverlässig zu verhindern, d.h. die Sättigungskonzentration mindestens beizubehalten, kann dem im Betrieb maximal auftretenden temperaturbedingten Abfall der Löslichkeitskoeffizienten  $k$  durch Erhöhen der Mindestöffnungs Differenz um ein  $\Delta p_{temp}$  vorgebeugt werden.

Wenn  $c_{s_x} = c_{s_1}$   
dann gilt mit Henry  $k(T_x)p_x = k(T_1)p_1$   
 $p_x / p_1 = k(T_1) / k(T_x)$

bzw.  $\Delta p_{temp} = p_x - p_1 = (p_x/p_1 - 1) p_1 = (k(T_1)/k(T_x) - 1)p_1$   
wenn  $k(T_x) < k(T_1)$ , wobei

$T_x$  und  $T_i$  den maximalen im Zeitabstand von einigen Stunden im Betrieb auftretenden Temperaturunterschied der Flüssigkeit zwischen Flüssigkeitsreservoir und drosselndem, federbelastetem Ventil bestimmen.

Hauptvorteil der erfindungsgemäß gewählten Steuereinrichtung ist die angestrebte schnelle, reproduzierbare, hysteresearme und totzeitarme Reaktion der Fördermenge auf Verstellungen der Stellglieder. Diese exakte, berechenbare Zuordnung von Stellgliedposition und Pumpendurchfluß ist wiederum Voraussetzung für die Einbindung dieser Pumpe in Regelkreise von Hydrauliksystemen, insbesondere in solchen mit hohen Anforderungen an die Regeldynamik, wie sie unter anderem auch für Common-Rail-Dieseleinspritzsysteme bestehen. Bei theoretisch unendlich schnellem Stellvorgang des Stellglieds erfolgt die zugeordnete, volle Antwort der Fördermenge bereits mit dem ersten nachfolgenden vollständigen Ansaugvorgang (Schneller kann es prinzipiell gar nicht gehen). Damit kann in einem Hydrauliksystem bei Kenntnis einer erwarteten plötzlichen Verbrauchsänderung der Pumpenförderstrom bereits zeitgleich mitverändert werden.

Die große Hohlraumarmut bis zum drosselnden Ventil nahe am Verdrängerraum (und im Spezialfall, wenn dieses als Einlaßventil ausgebildet ist, bis zur Grenze des Verdrängerraums) erlaubt die Anwendung verschiedener Verstelleinrichtungen zur Befüllungssteuerung und vieler vorteilhafter Spezialisierungen, da bei den verschiedensten Pumpen der Verdrängerbauart Freiheitsgrade gewonnen werden.

Besonders bevorzugte Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Steuereinrichtung für eine Füllgradverstellpumpe lassen sich den weiteren Unteransprüchen entnehmen.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand von Ausführungsbei-

spielen mit Bezug auf die Zeichnung näher erläutert, in dieser zeigen:

- Fig. 1 eine erfindungsgemäße Ausführung einer Steuereinrichtung für eine Pumpe mit selbsttätigen Einlaßventilen,
- Fig. 2 eine weitere Ausführung einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung für eine Pumpe mit vom Verdränger gesteuerten Einlaßschlitzen,
- Fig. 3 eine spezielle Ausbildung einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung für eine Pumpe, wobei die Einlaßventile mit spezieller Federcharakteristik und einem Dämpfer ausgebildet sind und die Verstellrosseln in einem Stetig-Wegeventil zusammengefaßt sind,
- Fig. 4 einen Querschnitt einer ausgeführten Pumpe, mit einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung, die in der Pumpe eingebaut ist,
- Fig. 5 eine teilweise längsgeschnittene schematische Ansicht der Pumpe mit Steuereinrichtung der Fig. 4 nach der Linie V-V in Fig. 4,
- Fig. 6A und 6B Zeichnungen zur Erläuterung der Wirkungsweise der Einlaßventile der Pumpe der Fig. 4 und 5, wobei Fig. 6A den Öffnungsvorgang und Fig. 6B den Schließvorgang darstellt,
- Fig. 7 eine Zeichnung zur Erläuterung der Auslegung der Charakteristik der drosselnden Ventile,
- Fig. 8 eine graphische Darstellung des Arbeitstakts einer Pumpe nach Fig. 3 für volle Förderung,

Fig. 9 und 10 Darstellungen entsprechend der Fig. 8, jedoch für halbe Förderung bzw. Nullförderung,

Fig. 11 Förderstromkennlinien einer Pumpe nach Fig. 3,

Fig. 12 Förderstromkennlinien ähnlich der Fig. 11, jedoch für eine schlitzzgesteuerte Pumpe,

Fig. 13 eine erfindungsgemäße Ausführung einer Steuereinrichtung mit einem Schaltventil als Verstelleinrichtung,

Fig. 14 eine erfindungsgemäße Ausbildung einer Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe, bei der die Verstelleinrichtung durch eine variable Verdrängermaschine gebildet ist,

Fig. 15 eine ähnliche Ausführungsform zu der der Fig. 14,

Fig. 16 eine weitere Variante einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe, bei der ein verstellbares Druckbegrenzungsventil als Verstelleinrichtung dient,

Fig. 17 eine bevorzugte Variante einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung für eine Füllgradverstellpumpe, bei der die Verstelleinrichtung mit einem Hilfsmedium, d.h. nicht mit der zu pumpenden Flüssigkeit arbeitet, und

Fig. 18 eine schematische Ansicht einer weiteren erfindungsgemäßen Füllgradverstellpumpe.

Fig. 1 zeigt eine erste mögliche Ausführung einer Steuerein-



richtung für eine Pumpe mit selbsttätig arbeitenden Einlaßventilen.

Die Pumpe nach der schematischen Darstellung der Fig. 1 weist drei einzelne Verdrängerkolben 9 auf, von denen nur einer in der Fig. 1 zu sehen ist. Die drei Verdränger werden von einer Drehwelle 12 über jeweilige Exzenter 11 angetrieben, wobei jeder Exzenter 11 in einem Hubglied 10 angeordnet ist, das sich am unteren Ende des zugeordneten Kolbens 9 befindet.

Die Drehbewegung A des Exzenter 11 initiiert in diesem Fall eine oszillierende Bewegung B, wobei der Kolben 9 als Verdränger im Verdrängerraum 15 sich zwischen den beiden Totpunktlagen C (unterer Totpunkt) und D (oberer Totpunkt) hin und her bewegt und die periodische Saugbewegung auslöst. Durch das Hubglied 10 hebt sich der Kolben in keiner Phase seiner Bewegung vom Exzenter 11 ab (zwangsläufige Verdrängerbewegung). Für jeden Verdrängerraum ist ein Einlaßventil 28 und ein Auslaßventil 17 in an sich bekannter Weise vorgesehen, wobei sowohl das Einlaßventil 28 als auch das Auslaßventil 17 durch jeweilige Federn (beispielsweise 29 für das Einlaßventil 28) in die jeweils geschlossenen Stellungen vorgespannt sein können. Das bedeutet, daß das Ventil 28 als Einlaßrückschlagventil ausgebildet ist. Durch die Bewegung des Verdrängers 9 wird, aufgrund der Drehbewegung des Exzenter 11, das Einlaßrückschlagventil in bekannter Weise über die entstehende Druckdifferenz  $p_4 - p_5$  aufgesteuert und der Saugvorgang ausgelöst. Beim nach oben gerichteten Hub des Verdrängers 9 wird die bisher eingesammelte Flüssigkeitsmenge aus dem Verdrängerraum 15 durch das Auslaßventil 17 verdrängt, d.h. dieser hebt sich von seinem Sitz entgegen der Wirkung der Vorspannfeder und die sich jetzt unter Hochdruck befindliche Flüssigkeit wird über die Leitung 18 mit entsprechenden Flüssigkeitsmengen

über die Leitungen 18a und 18b in eine gemeinsame Leitung 19 befördert, wo ein Druck  $p_6$  herrscht und welche beispielsweise das sogenannte "Common-Rail" (das Verteilrohr) eines "Common-Rail"-Einspritzsystems darstellt.

Wie üblich bei solchen Mehrkolbenanordnungen werden die einzelnen Kolben bzw. Verdränger 9 phasenverschoben bewegt, um eine Vergleichmäßigung des Ausgangsdruckes  $p_6$  in die gemeinsame Leitung zu erreichen und um einen möglichst vibrationsarmen Betrieb der Pumpe sicherzustellen. D.h., daß bei drei Verdrängern, wie in dem Beispiel nach Fig. 1 gezeigt, die einzelnen Verdrängerkolben ihre Hubbewegung jeweils um  $120^\circ$  phasenversetzt zum benachbarten Verdränger ausführen.

Die Durchflußmenge durch jeden Verdränger wird durch ein jeweiliges, diesem vorgeschaltetes, drosselndes, federbelastetes 2/2-Wegeventil 21 sowie durch eine Verstelleinrichtung 27, das in diesem Beispiel als Verstelldrossel 30 ausgebildet ist, bestimmt.

Gespeist wird die Verstelleinrichtung 27, wie auch die gleich ausgebildete Verstelleinrichtung 27a und 27b, von einer gemeinsamen Leitung 32, welche die zu fördernde Flüssigkeit, hier Dieselöl, mit einem Druck  $p_2$  bereitstellt. Der Dieselm Brennstoff 2 stammt aus einem Flüssigkeitsreservoir 1, wo sie mit einem Gas 3 bei einem Druck  $p_1$  hier Luft bei atmosphärischem Druck  $p_1$  an einer Kontaktfläche 4 in Berührung ist. Die Flüssigkeit kann sich mit Gas sättigen. Die Flüssigkeit fließt zunächst durch ein System 7, in dem vorzugsweise kein weiteres Gas in die Flüssigkeit hineingegeben werden soll. Da der Druck von  $p_1$  auf  $p_2$  erhöht werden soll, wird eine druckerhöhende Einrichtung, d.h. eine Druckquelle 8 in diesem Beispiel in das System 7 integriert.

Die Dieselflüssigkeit in der Leitung 32 durchströmt sodann

die drei Verstelldrosseln 30, 30a, 30b und die diesen zugeordneten, druckdifferenzbetätigten, drosselnden 2/2-Wegeventile 21, 21a bzw. 21b. Aufgrund der Kontinuitätsgleichung für inkompressible Medien (was nur aufgrund der Hohlraumfreiheit angenommen werden kann) ist die Durchflußmenge durch jede Verstelldrossel und das ihm zugeordnete 2/2-Wegeventil 21, 21a bzw. 21b gleich. Hieraus stellt sich ein Gleichgewichtszustand aus dem Druck  $p_3$  an der Wirkfläche 24 des 2/2-Wegeventils 21 auf der einen Seite und einem reservoir-ähnlichen Druck  $p_{12}$  nahe  $p_1$  an der Wirkfläche 23 auf der anderen Seite des 2/2-Wegeventils und aus der Öffnungswegeabhängigen Kraft der Feder 22 ein. Die Verstelldrosseln 30, 30a, 30b können theoretisch individuell verstellt oder aufeinander abgestimmt werden.

Fig. 1 offenbart einen weiteren wichtigen Vorteil der Erfindung. Das System besitzt mit den Ventilwirkflächen 24, 24a, 24b und den zugeordneten Drosseln 30, 30a, 30b eine inhärente, mit stärkerer Drosselung zunehmende Dämpfwirkung, welche für die Einhaltung und Reproduzierbarkeit der Förderkennlinien (s. Fig. 10 u. 11) wichtig ist. Die Dämpfung funktioniert, indem bereits bei geringfügigem Überschießen der drosselnden 2/2-Wegeventile 21, 21a, 21b in der plötzlich beginnenden Öffnungsphase die durch das Produkt aus Fläche 24, 24a, 24b und Hubdifferenz in der Verbindung 31, 31a, 31b erzeugte Volumenvergrößerung eine Absenkung des Drucks  $p_3$  um ein beträchtliches, dem Überschießen entgegenwirkendes  $\Delta p_3$  verursacht - wegen der erfindungsgemäßen Hohlraumarmut!

Je kleiner die Drossel eingestellt ist, desto länger dauert es, bis Medium nachfließen kann und desto nachhaltiger ist die Dämpfwirkung.

Die druckdifferenzbetätigten drosselnden 2/2-Wegeventile 21, 21a bzw. 21b sind in diesem Ausführungsbeispiel jeweils an

ihrer Wirkfläche 23 mit dem Rücklauf 6 verbunden, wodurch der reservoirähnliche Druck  $p_{12}$  nahe  $p_1$  an der Wirkfläche 23 herrscht.

Diese Anordnung hat den Vorteil, daß die Feder 22 - je nach Größe der Fläche 23 - sehr schwach gewählt werden kann und weniger dem Vorspannen als vielmehr dem regulierenden Rückstellen des Ventils (21) gegen den öffnenden Druck  $p_3$  auf der anderen Wirkfläche 24 dient, da mit dem Druck  $p_{12}$  an der Wirkfläche 23 bereits ein beträchtlicher Teil der notwendigen Vorspannung und vielleicht sogar mehr vorliegt.

Fig. 2 stellt eine ähnliche Steuervorrichtung zu der Fig. 1 dar, mit dem Unterschied, daß die Pumpe Einlaßschlitze 35 aufweist und nur eine zentrale Verstelleinrichtung 27 vorgesehen ist, die eine Verstelldrossel 30 besitzt. Pumpen mit Einlaßschlitzen lassen sich im Gegensatz zu solchen mit Einlaßventilen in der Regel kostengünstiger herstellen, während ihr Anwendungsschwerpunkt dafür weniger bei höchsten Drücken und dünnflüssigen Druckmedien liegt.

Dem niedrigen Kostenziel kommt in diesem Ausführungsbeispiel die zentrale Verstellvorrichtung 27 entgegen, welche grundsätzlich eine einfache manuelle Verstellung oder eine elektrische Verstellung erlaubt. Die einzelne Verstelldrossel 30 in der Verstellvorrichtung 27 läßt sich in an sich bekannter Weise ebenfalls kostengünstig darstellen. In den Saugphasen wird die Druckdifferenz  $p_2 - p_3$  über der Verstelldrossel durch ein parallel geschaltetes Druckdifferenzventil 40 durchflußmengenunabhängig, näherungsweise konstant gehalten, wodurch sich in der Kombination der Verstelldrossel 30 und des Druckdifferenzventils 40 die Wirkung eines Stromregelventils ergibt. Die Einfachheit, für alle Verdrängerelemente 16, 16a, 16b die gleiche Verstelldrossel 30 zu benutzen, ergibt weitere Vorteile in dieser Konstellation mit der einlaßsei-

tigen Schlitzsteuerung der Pumpe ab.

Ein erster Vorteil ist, daß der Steuerquerschnitt der Drossel 30 für eine bestimmte Drehzahl und bestimmte relative Verdrängerraumbefüllung von der Anzahl der bedienten Verdrängerräume als auch von der Kürze der jeweiligen Saugphasen her wesentlich größer als beispielsweise bei den Einzeldrosseln in der Konstellation nach Fig. 1 ist. (Annahme gleicher Drehzahl und gleicher relativer Befüllung).

Dies wirkt sich auf den Preis und die Fertigungstoleranzen günstig aus. Außerdem ist eine spezielle Konturgebung des Steuerquerschnitts über dem Drosselöffnungsweg eher möglich und auch eine Anwendung des Steuerprinzips auf extrem kleine Pumpen.

Ein zweiter Vorteil ist, daß aufgrund der kurzen Saugphasen und gleichmäßigen Phasenversetzung der Verdrängerbewegung (= -steuerung durch die Drehwelle mit Exzentern) eine Überschneidung der Saugphasen relativ gering oder gar nicht vorhanden ist. (Eine Überschneidung der Saugphasen ist gar nicht vorhanden, wenn die Höhe der Öffnung 35 so gering gehalten ist, daß der überstrichene Bereich Winkelbereich des Exzcenters 11 bzw. der Drehwelle 12 während der Freigabe der Öffnung 35 durch den Kolben 9 maximal  $360^\circ$ /Anzahl Verdrängerelemente beträgt).

Dies kommt einer Aufschaltung ein und derselben Drossel nacheinander auf die verschiedenen Verdrängerelemente gleich. Dies bedeutet die Gleichheit des Drosselquerschnitts für jedes Verdrängerelement als eine ideale Voraussetzung für Gleichbefüllung bzw. -Förderung aller Verdrängerelemente.

Ein dritter Vorteil ergibt sich, wenn der beschriebene Freigabewinkel ein gewisses Maß kleiner als die  $360^\circ$  Anzahl Verdrängerelemente ist. Es ergeben sich dann mehr oder weniger kurze Zwischenphasen, in denen keiner der Verdrängerräume saugt.

die Befüllung der Kanalstücke 36, 36a, 36b zwischen dem jeweiligen 2/2-Wegeventil 21, 21a, 21b und den jeweiligen Einlaßquerschnitten 35 (35a, 35b verdeckt, nicht sichtbar in der Zeichnung) kann zwischen den Saugphasen grundsätzlich weitergehen. Dies hilft auch in den Kanalstücken 36, 36a, 36b, d. h. bis zu Verdrängerraumgrenze in Form des Eintrittsquerschnitts 35 zumindest eine Hohlraumarmut zu erreichen.

In den Zwischenphasen kann nun der Druck  $p_3$  in den Verbindungskanälen bis sogar maximal auf  $p_2$  steigen, da aus den Kanalstücken 36, 36a, 36b an keinen Verdrängerelement durch einen Saugvorgang Fluid entnommen wird. Dies führt zu zeitweiliger größerer Öffnung der 2/2-Wegeventile und zu einer Beschleunigung der Auffüllung der Kanalstücke.

Fig. 3 stellt eine besonders günstige Ausbildungsform der Steuervorrichtung der Fig. 1 dar.

Hier wird die aufgrund der Hohlraumfreiheit erzielte Möglichkeit gezeigt, die Verstelleinrichtung für die hier in der Pumpe integrierten drosselnden 2/2-Wegeventile 21 in größerer Entfernung von diesen bzw. den einzelnen Verdrängerräumen anzuordnen. Dies erlaubt die Zusammenfassung mehrerer oder aller Stellelemente zu einem Stellglied 60 in Form eines Stetig-Wegeventils mit nur einem Antrieb, was wiederum dann z.B. einfache manuelle Betätigung möglich macht. Im Fall elektrischer Pumpenverstellung ist die Notwendigkeit nur eines Wandlers für mehrere oder alle Verdrängerräume ein

großer Kosten- und Bauraumvorteil.

Erst die Zusammenlegung der zu den Verdrängerelementen gehörenden Einzeldrosseln in das Stetigwegeventil 60 erlaubt auch eine optimale Gleichsteuerung der Einzeldrosseln. Bekanntlich werden die Steueröffnungen von Steuerschiebern und Gehäusen solcher Ventile meist in einer Aufspannung gefertigt, was eine fehlerarme und unverrückbare Positionierung dieser Öffnungen zueinander bedeutet.

Eine wichtige Eigenschaft der Erfindung ist, daß die zwischen der einen Verstelleinrichtung 27 und den einzelnen drosselnden 2/2-Wegeventilen 21 in einem Kanal eingeschlossenen Flüssigkeitsvolumina wegen der fehlenden Hohlräume kaum elastisch sind, so daß auch kaum zusätzliche Flüssigkeitsmengen ein- oder ausströmen müssen, um die jeweils stationären Zustände eines Befüllungsvorgangs oder der zwischen zwei Befüllungsvorgängen liegenden Zeitperiode zu erreichen. Damit dürfen die geometrischen Kanalvolumina stark voneinander abweichen, weshalb die Erfindung für sämtliche geometrische Verdrängeranordnungen (z.B. axial, radial, Reihe bei Kolbenpumpen) geeignet ist. Für alle diese Verdrängeranordnungen kann ein vom Bauraum und vom Erscheinungsbild günstiger Ort für die Verstelleinrichtung 27 gefunden werden.

Die Verstelleinrichtung 27 ist in diesem Beispiel sogar durch Schlauchleitungen 41, 41a, 41b an die Pumpe angebunden, was einer Fernsteuermöglichkeit der Pumpe über eine mehrfache Länge der charakteristischen Pumpenabmessung (z.B. Durchmesser bei einer Radialkolbenpumpe) erlaubt.

Die Fig. 3 zeigt insofern auch eine weitere mögliche und vorteilhafte Variante der Erfindung, als ein zusätzlicher Dämpfer die weiter oben unter Fig. 1 beschriebene inhärente

Dämpfung ergänzt. Der gezeigte Dämpfer ist nur ein Beispiel für mögliche Ausführungen. Die jeweiligen druckdifferenzbetätigten drosselnden 2/2-Wegeventile 21 sind in diesem Beispiel mit jeweiligen Dämpfungskolben 73 verbunden, welche in jeweiligen Zylindern 70 entsprechend der Bewegung der Schieber der 2/2-Wegeventile 21 hin- und herbewegbar sind. Die Wirkung der Dämpfung ist aufgrund der Hohlraumarmut gut und gleichbleibend. Dabei sind Dämpfungskammern 71 und 72 in den jeweiligen Zylindern 70 auf entgegengesetzten Seiten der jeweiligen Dämpfungskolben 73 ausgebildet. Bei Verschiebung der Dämpfungskolben 73 entsprechend der Öffnung bzw. Schließung des jeweiligen Schiebers des zugeordneten 2/2-Wegeventils 21 strömt Flüssigkeit am Kolben vorbei von der Kammer 71 in die Kammer 72 bzw. von der Kammer 72 in die Kammer 71 sowie durch den Führungsspalt der Stange 74 und dämpft die Bewegung des Kolbens und daher des entsprechenden Schiebers des 2/2-Wegeventils 21. Dies trägt dazu bei, ein unkontrolliertes Überschießen der Ventilbewegung zu vermeiden, da dies Einfluß auf die Förderstromkernlinien nehmen würde.

Fig. 3 zeigt insofern auch eine günstige Variante der Erfindung, als die druckdifferenzbetätigten 2/2-Wegeventile 21 gleichzeitig als Einlaßventile ausgebildet sind, was Aufwand spart.

Fig. 4 und 5 zeigen im Querschnitt bzw. im Längsschnitt eine besonders günstige Ausgestaltung einer Pumpe mit einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung. Die Pumpe nach den Fig. 4 und 5 ist mit vier Verdrängerräumen 129a-d ausgestattet, die paarweise oberhalb und unterhalb der Antriebswelle 110 angeordnet sind. Der Verdrängerraum 129b ist in der Zeichnung nicht zu sehen, da er in Fig. 5 hinter der Schnittebene (V-V in Fig. 4) im oberen Teil der Zeichnung liegt.



Für jeden Verdrängerraum ist ein jeweiliger Kolben oder Verdränger 117 vorgesehen. Die Verdränger 117 werden durch jeweilige Federn 135 in Berührung mit zwei auf der Antriebswelle 110 exzentrisch gelagerten Antriebsringen 114 in Berührung gehalten. Die Antriebsringe 114 sind mittels Nadellager 115 auf Exzentern 113 drehbar gelagert, die versetzt zueinander mit der Antriebswelle 110 drehfest verbunden sind.

Die Federn 135 für die jeweiligen Verdrängerkolben 117 stützen sich an einem tellerförmigen Widerlager 116 am Ende jedes einzelnen Verdrängerkolbens ab und der Antriebsring 114 drückt auf die jeweiligen, den Verdrängerkolben 117 entgegengesetzten Seiten der Federwiderlager 116. Die Drehung der Antriebswelle 110 verursacht daher über die mit ihr drehfest verbundenen Exzenter 113 und die Ringe 114 eine Hin- und Herbewegung der Verdrängerkolben 117, wobei die Hubbewegung der oberen Verdrängerkolben 117 um  $180^\circ$  versetzt zu der Hubbewegung der jeweils gegenüberliegenden unteren Verdrängerkolben 117 erfolgt. Dies bedeutet beispielsweise, daß der Verdrängerraum 129a sein kleinstes Volumen hat, während der Verdrängerraum 129b sein größtes Volumen aufweist und umgekehrt. Die zwei Exzenter 113 sind um  $90^\circ$  zueinander versetzt mit der Drehwelle 110 verbunden, so daß der Hubphasenunterschied von zwei nebeneinander angeordneten Verdrängerkolben 117, d.h. von den unteren Verdrängerkolben 117 in Fig. 5 und den oberen Verdrängerkolben ebenfalls  $90^\circ$  beträgt. Dies trägt einerseits zu einem ruhigen Lauf der Pumpe, andererseits zu einer gleichmäßigen Flüssigkeitslieferung bei.

Die Drehwelle 110 ist im Hauptgehäuse 138 der Pumpe über das Kugellager 136 und das Rollenlager 137 drehbar gelagert.

Für jeden Verdrängerraum 129a-d (von denen der Verdränger-

raum 129c nicht gezeigt ist) ist ein jeweiliges Einlaßventil 134 und ein jeweiliges Auslaßventil 118 vorgesehen. Die jeweiligen Einlaß- und Auslaßventilpaare 134, 118, die zu den jeweiligen Verdrängerräumen 129a-d gehören, sind in jeweiligen Gehäuseteilen 133a-133d untergebracht, in denen auch die die Verdrängerräume 129a-d bildenden und der Aufnahme der Verdrängerkolben 117 dienenden Zylinder angeordnet sind. Diese Gehäuseteile 133a-d haben jeweils einen zylindrischen Fortsatz, der koaxial zum jeweiligen Zylinder, d.h. zum jeweiligen Verdrängerkolben 117 angeordnet und in einer entsprechenden Zylinderbohrung des Hauptgehäuseteils 138 eingesetzt wird. Zwischen dem zylindrischen Fortsatz jedes Gehäuseteils 133a-d und dem Gehäuse 138 befindet sich eine jeweilige Ringdichtung, damit das Hauptgehäuse 138 gegen Leckage abgedichtet ist. Der zylindrische Fortsatz jedes Gehäuseteils 133a-d weist im übrigen eine Ringschulter auf, an der das dem tellerförmigen Widerlager 116 abgewandte Ende der jeweiligen Feder 135 abgestützt ist. D.h. die Ringschulter bildet ein weiteres Widerlager für die Feder 135.

Jedes Gehäuseteil 133a-133d wird auch mit einem jeweiligen Ventildeckel 119a-d versehen, wobei die einzelnen Ventildeckeln 119a-d eine jeweilige zylindrische Ausnehmung 121 aufweisen, die koaxial zum zylindrischen Fortsatz des jeweils zugeordneten Gehäuseteils 133a-d angeordnet ist und ein Schaftteil des Einlaßventils 134 und die damit zusammenarbeitenden Bauteile aufnimmt, die in den Fig. 6A und 6B in einem vergrößerten Maßstab gezeigt sind. Die Ventildeckel 119a-d sowie die Gehäuseteile 133a-d sind mittels durchgehenden Schrauben, die in Fig. 5 gezeigt sind, mit dem Kurbelgehäuse 138 verschraubt.

Auf der linken Seite der Fig. 4 sieht man ein in die Konstruktion integriertes hohles Drehschieberventil 150, das beispielsweise entsprechend der DE-PS 37 14 691 ausgebildet

sein kann. Das Ventil 150 stellt bei dieser Ausführungsform das verstellbare Element dar, das zur Ansteuerung der druckdifferenzbetätigten, drosselnden 2/2-Wegeventile dient, die in dieser Ausführungsform durch die jeweiligen Einlaßventile 134 mit den zugeordneten Teilen gebildet sind, wie etwas später näher beschrieben wird.

Vom Drehschieberventil 150 ausgehend, sind vier Verteilerbohrungen bzw. Verteilwege 130a-d vorgesehen (130c nicht gezeigt), die zu den jeweiligen Einlaßventilen 134 führen, und zwar jeweils in eine Kammer 134a-d auf der Schaftseite des Ventils, unmittelbar benachbart zum jeweiligen Ventil Sitz, wobei die Kammer 134c nicht gezeigt ist. Von jedem Verteilerweg 130a-d ausgehend, befinden sich in den jeweiligen Zylinderköpfen 119a-d jeweilige Schrägbohrungen 127a-d, welche in die zylindrischen Räume 121 münden, wobei die Schrägbohrungen 127c und 127d nicht gezeigt sind.

Eingangsseitig erhält das hohle Drehschieberventil 150, welches in diesem Beispiel als eine einfach auswechselbare Einsteckpatrone ausgebildet ist, in Pfeilrichtung E über eine Gehäusebohrung 132 Flüssigkeit, von einem Reservoir 1 mit dem Druck  $p_2$ , wie beispielsweise in der Fig. 3 gezeigt ist. Das Fluid gelangt ohne bedeutenden Druckverlust weiter in den Innenraum des hohlen Drehschiebers über einen ständig geöffneten, genügend grossen Eintrittsquerschnitt 156. Durch Drehung des hohlen Drehschiebers, was mittels eines elektrischen Antriebes 158 (Fig. 5) oder eines Gasgestänges, das für sich nicht gezeigt ist, jedoch am Teil 159 angreift, erfolgen kann, wird durch die Zusammenwirkung von länglichen linearen Steuerschlitzen 155a-155d im hohlen Drehschieber 150 mit den Mündungskanten von den Verteilerbohrungen 130a-d (130c nicht gezeigt) eine verstellbare Drosselwirkung erreicht, so daß die in den Verteilerleitungen 130a-d herrschenden Drücke  $p_3$  mittels des Stellelementes 159 genau und

schnell eingestellt werden können.

Insbesondere kann die Ventilpatrone auf der nicht gezeigten Rückseite in jeder Kammer symmetrisch gegenüberliegende gleiche Öffnungen 155a-155d und 156 haben und der bewegliche Schieber sehr dünnwandig ausgeführt sein, so daß das Ventil die Vorzüge eines Ventils nach der DE-PS 37 14 691 besitzt.

Wie in der DE-PS 37 14 691 nachzulesen ist, haben Drehschieber oder Axialschieber dieser Bauart den Vorteil, daß sie aufgrund geringer Reibung, geringer Trägheit und geringer Strömungskräften mit geringen Stellkräften sehr rasch genau betätigbar sind, so daß der elektrische Stellantrieb (Stellantriebsmotor) 158 klein und preisgünstig ausgebildet sein kann. Ausgangsseitig gehen, wie bei den bisherigen Ausführungsformen vorgesehen, von den jeweiligen Auslaßventilen 118 Abflußbohrungen 112a-d weg, von denen die Flußbohrungen 112c und d nicht gezeigt sind, die in eine gemeinsame Abflußleitung 111 übergehen, die beispielsweise zu dem "Common-Rail" eines Common-Rail-Dieseleinspritzsystems führt.

Der Druck  $p_3$  in den Verteilerleitungen 130a bis 130d wird über die Schrägbohrungen 127a-d in den jeweiligen Zylinderäumen 121 kommuniziert und wirkt hier über die Querschnittsfläche des Schafts des Ventils 134 im Öffnungssinn auf das Ventil 134 ein. Im geschlossenen Zustand des Ventils 134 wirkt auch der gleiche Druck  $p_3$  im Öffnungssinn des Ventils auf die der Kammer 134 zugewandte Seite des Ventilkopfes ein. Die zwei Federn 125 und 126 üben in diesem Stadium eine Schließkraft auf das Ventil 124 aus. Die verhältnismäßig starke Feder 125, die am Widerlager 124 am Ende des Ventilschafts angreift, übt dabei permanent eine Schließkraft auf das Ventil 124 aus, während die verhältnismäßig schwache Feder 126 an einem Federteller 126T abgestützt ist, der

gegenüber dem Ventil 124 in der Kammer 121 verschiebbar angeordnet ist. Im geschlossenen Zustand des Ventils und bei Anlage des Federtellers 126T am Widerlager 124 übt auch die Feder 126 eine Schließkraft auf das Ventil 134 aus. Der Federteller 126T mit Feder 126 dient vor allem aber Dämpfungszwecken. Bei Vergrößerung des jeweiligen Verdrängerraumes 129a-d durch Bewegung des jeweiligen Verdrängerkolbens vom oberen Totpunkt (OTP) weg, herrscht auf der Verdrängerraumseite des Ventils ein niedrigerer Druck als im zylindrischen Raum 121, so daß insgesamt eine Kraft auf das Ventilglied 134a einwirkt, das zu einer Öffnung dieses Gliedes führt. Dabei wird sowohl die starke Feder 125 als auch die schwache Feder 126 komprimiert. Die sich unterhalb des Federtellers 126T befindliche Flüssigkeit entweicht durch die Dämpfungsöffnungen im Federteller 126T und verlangsamt daher die Öffnung des Ventilgliedes 134.

Die Höhe des Öffnungshubes des Ventilgliedes 134 sowie die Menge der Flüssigkeit, die an den Kopf des Ventilgliedes 134 vorbei in den Verdrängerraum 129 strömt, hängt vom Druck  $p_3$  in der Verteilerleitung 130 ab.

Bei der Verdrängungsbewegung des Verdrängerkolbens 117 verkleinert sich das Volumen des Verdrängerraumes 129 und der Druck in diesem Raum steigt wenn auch - wegen der geringen Menge ausgetretener Gas- oder Flüssigkeitsmoleküle - zunächst nur geringfügig. Dies führt einerseits dazu, daß eine Schließkraft auf das Ventilglied 134 ausgeübt wird, das größer ist als die Öffnungskraft, so daß das Ventil 134 schließt. In diesem Stadium arbeiten die Dämpfungsöffnungen im Federteller 126T, um die Schließbewegung des Federtellers zu dämpfen, so daß das Ventil 134 relativ sanft an den Ventilsitz schließt und der Federteller 126T zu einem etwas späteren Zeitpunkt ebenfalls sanft gegen das Widerlager 124 in Anlage gerät. Dies bedeutet, daß der Dämpfer so ausge-

bildet ist, daß er nur während des Öffnungshubes des drosselnden Ventils wirksam ist, also in der Phase, in der Schwingungen am ehesten eingeleitet würden und am längsten wirksam wären. In der Schließphase kann gemäß Fig. 6 der Dämpfkolben hinter der Ventilbewegung zurückbleiben. Durch die frei werdende Öffnung strömt Fluid in den Dämpferraum unter dem Dämpfkolben und verhindert die Entstehung von Unterdruck und Hohlräumen. Der steigende Druck in den Verdrängerräumen 129a-d führt auch dazu, daß die jeweiligen Auslaßventile 118 abheben, so daß Diesel mit dem erwünschten Ausgangsdruck in die Leitungen 112a-d bzw. 111 gelangt.

Diese Anordnung hat verschiedene Vorteile. Das Ventil 150 kann raumsparend in die Pumpenkonstruktion integriert werden, da es auf unterschiedlich langen Verteilwegen 130a-d nicht ankommt. Die Ausbildung des Ventils 150 mit länglichen linearen Schlitzfenstern 155a-d gestattet eine besonders gute Regelbarkeit der Pumpe bis zu aller kleinsten Fördermengen.

Die Verwendung von Sitzventilen 134a-d als Einlaßventile, die hier zugleich als die erfindungsgemäßen druckdifferenzbetätigten, drosselnden 2/w-Wegeventile dienen, ist in der Regel die kostengünstigere Variante als die Verwendung von Schieberventilen, vor allem besitzt der Verdrängerraum einen Leckageweg weniger, was bei Pumpen für höchste Drücke, niedrige Drehzahlen und niedrigste Viskositäten (wie sie in Verbindung mit der Common-Rail-Dieseleinspritzung auftreten) besonders wichtig ist, wenn höchste Wirkungsgrade erzielt werden sollen. Die Dichtheit der Einlaß-Sitzventile 134 wirkt sich auch auf die Gleichförderung von Verdrängerraum 129a-d zu Verdrängerraum 129a-d positiv aus, da Leckage in der Regel stark Bauteiltoleranz-behaftet ist. Auch die generellen Förderkennlinien der Pumpe lassen sich in der Serienfertigung in Konstruktionen mit Sitzventil besser einhalten. Schwingungen der drosselnden Ventile können - wie

allgemein Schwingungen - zu Federbrüchen oder, bei Sitzventilen, zu erhöhtem Verschleiß oder Schaftbruch führen, hier schaden diese Schwingungen vor allem auch bezüglich der Förderkennlinie, die dadurch verändert wird. Schwingungen entstehen häufig zufällig als Folge stochastisch schwankender Dämpfungseffekte oder Anregungen. In einem solchen Fall würden an der Pumpe stochastische Fördermengenschwankungen oder Hystereseeffekte auftreten, welche beide den Einsatz der Pumpen für Regelungszwecke erschweren würden. Zwecks definierter Ventildämpfung wird daher der Einsatz eines Dämpfers am drosselnden Ventil vorgeschlagen. Die Dämpfkräfte erzeugen bei einfachen Kolbendämpfern bekannter Bauart auch Unterdrücke, welche wiederum für die Dämpfungsfunktion schädliche Hohlräume erzeugen können. Das kann durch größere Ventilvorspannung bei Einsatz eines solchen Dämpfers behoben werden. Hält man den Dämpfkolbendurchmesser groß, etwa in der Größe eines Ventildurchmessers, so reduzieren sich die Unterdrücke und erforderlichen zusätzlichen Ventilvorspannungen. Das ist wünschenswert, da der Vordruck von Pumpen wie auch immer möglichst niedrig gehalten werden soll.

Die Möglichkeit, die Verstellelemente in größerer Entfernung von den drosselnden Ventilen bzw. einzelnen Verdrängerräumen anzuordnen, erlaubt die Zusammenfassung mehrerer oder aller Stellelemente zu einem Stellglied mit nur einem Antrieb, was wiederum dann z.B. einfache manuelle Betätigung möglich macht. Im Fall elektrischer Pumpenverstellung ist die Notwendigkeit nur eines Wandlers für mehrere oder alle Verdrängerräume ein großer Kosten- und Bauraumvorteil. Hinzu kommt, daß die zwischen einem Verstellelement und einem drosselnden Ventil in einem Kanal eingeschlossenen Flüssigkeitsvolumina wegen der fehlenden Hohlräume kaum elastisch sind, so daß auch kaum zusätzliche Flüssigkeitsmenge ein- oder ausströmen muß, um die jeweils stationären Zustände eines Befüllungsvorgangs oder der zwischen zwei Befüllungsvorgängen liegen-

den Zeitperiode zu erreichen. Damit dürfen die geometrischen Kanalvolumina stark voneinander abweichen, weshalb die Erfindung für sämtliche geometrische Verdrängeranordnungen (z.B. axial, radial, Reihe bei Kolbenpumpen) geeignet ist und für alle diese ein vom Bauraum und vom Erscheinungsbild günstiger Ort für die Verstelleinrichtung 27 gefunden werden kann.

Fig. 7 zeigt nun für Drosselstellelemente einige Besonderheiten der Auslegung der drosselnden Ventile, beispielsweise der Ventile 30 in Fig. 1 oder 150 in der Ausführung nach den Fig. 4 bis 6.

Für die Ausführungsbeispiele der Fig. 1, 3, 4, 5 mit je einer Drosselstelle pro Verdrängerraum ist dies jedoch aufwendig.

Mit der erfindungsgemäßen Anordnung geht die Druckdifferenz am Verstellelement mit der Wurzel der Druckdifferenz in die zugemessene Flüssigkeitsmenge ein. Bei festem Speisedruck verringert sich jedoch diese Druckdifferenz mit zunehmender Drosselventilöffnung. Die Verwendung eines Differenzdruckventils 40 in Fig. 2 zeigt, wie diese Druckdifferenz grundsätzlich konstant gehalten werden kann, indem durch den Einsatz des Differenzdruckventils der Vordruck parallel zum Druck vor dem drosselnden Ventil mitverändert werden kann.

Das gleiche Ziel kann aber dadurch zumindest weitgehend erreicht werden, daß die federbelasteten drosselnden 2/2 Wege-Ventile eine steile Öffnungscharakteristik besitzen, was durch eine weiche Feder oder eine große druckbeaufschlagte Ventilfläche oder eine Kombination aus beiden erreicht wird, und daß der Speisedruck  $p_2$  ausreichend hoch ist, so daß auch für maximalen Pumpenvolumenstrom, d.h. große Ventil-



Öffnung, die Druckdifferenz über der Verstelleinrichtung nicht wesentlich verkleinert wird. Durch diese Maßnahmen wird also grundsätzlich erreicht, daß die Durchflüsse an den Drosselelementen nur geringfügig von Streuungen der Federsteifigkeit oder Federvorspannung der Einlaßventilfedern oder von Unterschieden in der wirksamen Ventilfläche beeinflußt werden. Mit dieser Ausbildung entfällt also auch die Notwendigkeit einer genauen Federsortierung oder der Einstellung der Federvorspannung an jedem einzelnen Einlaßventil.

Fig. 8, 9 und 10 zeigen schematisch für die Ausführungen gemäß Fig. 3 bzw. 4, 5 unterschiedliche Verdrängerraubefüllungen bei gleicher Drehzahl und wie bei der Federauslegung, so wie oben erläutert, der dynamische Vorgang eines Arbeitstakts abläuft. Die Fig. 8 zeigt den Zustand für die volle Befüllung bzw. Förderung der Verdrängerräume 15, Fig. 9 den Zustand für die halbe Befüllung bzw. der Förderung der Verdrängerräume 15 und Fig. 10 den Zustand nicht gerade Nullförderung der Verdrängerräume 15 und zwar als Funktion des Drehwinkels der Antriebswelle, bezogen auf den oberen Totpunkt OTP und den unteren Totpunkt UTP der jeweiligen Verdrängerkolben 9. Die Ventilquerschnittsverläufe  $A_{\text{Ventil}}$  sowie der Druck  $p_5$  in Zylinder beim Saughub sind bei den Fig. 8 und 9 für volle Verdrängerraubefüllung  $V = V_{\text{max}}$  und für die halbe Verdrängerraubefüllung  $V = 0.5 V_{\text{max}}$  fast rechteckig und die Druckdifferenzen  $P_{\text{Speise}} - P_{\text{Kanalsaug}} = p_2 - p_3$  während der Befüllung trotz der Dynamik stabil und für alle Fördermengen fast gleich.

Der Grund, daß sich der Hub des drosselnden 2/2 Wegeventils 21 sowie der Druck  $p_4$  quasi sofort und stabil einstellen können, liegt an der erfindungsgemäß in den Kanälen 31a, b, c oder 31 a, b, c bzw. 130 a, b, c, d bzw. Verstellelement 27 resp. 150 vermiedenen Hohlraumbildung.

Für den Druck  $p_5$  im Verdrängerraum 15 stellt sich wie weiter oben schon ausgeführt über UTP hinaus bis Ventilschließen jeweils ein konstant niedriger Wert, im Beispiel nahe Null, ein.

Auf diese Weise herrschen während des ganzen Saugvorgangs (Ventilöffnen bis Schließen) quasi konstante Randbedingungen in Form quasi konstanter Werte des Speisedruckes  $p_2$  und des Verdrängerraumdrucks  $p_5$ .

Wegen der erfindungsgemäß erzielten Hohlraumfreiheit bzw. -armut in den Verbindungen 41a, b, c bzw. 130a, b, c, d darf zwischen Zufluß mit Druck  $p_2$  und Verdrängerraum  $p_5$  Inkompressibilität angenommen werden. Damit stellt sich der Druck  $p_3$  vor dem drosselnden Ventil 21 ohne wesentliche Verzögerung infolge der Kontinuitätsbedingung ein, daß der Durchfluß am einzelnen Drosselquerschnitt 30,  $\dot{V}_{30}$ , gleich dem Durchfluß am drosselnden Ventil 21,  $\dot{V}_{21}$ , sein muß:

$$\underbrace{\alpha_{30} \cdot A_{30} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}}}_{\dot{V}_{30}} = \underbrace{\alpha_{21} \cdot \underbrace{(c_1 p_3 - c_2)}_{A_{21}(p_3)} \sqrt{\frac{2(p_3 - p_5)}{\rho}}}_{\dot{V}_{21}}$$

mit  $\alpha_{21}$ ,  $\alpha_{30}$

$c_1$ ,  $c_2$  Konstanten, welche  $A_{21}(p_3)$  definieren und  $\rho$  die Flüssigkeitsdichte ist.

Einem bestimmten  $A_{30}$  ist also in der Saugphase ein bestimmtes  $A_{21}(p_3)$  sowie über die Konstanten  $c_1$  und  $c_2$  auch ein bestimmtes  $p_3$  fest zugeordnet.

Das Einhalten der festen Zuordnung, z. B. als Sicherheit gegenüber Überschießen des Ventils 21 beim Öffnen, bewirken die weiter oben bereits beschriebene inhärente Dämpfung der erfindungsgemäßen Anordnung und die zusätzliche Dämpfung 70

bzw. die in Fig. 6A beschriebene Dämpfung des Ventils.

Die Drücke  $p_3$  für die verschiedenen Fälle der Befüllung liegen aufgrund der speziellen Ventilauslegung, siehe Fig. 7, im Vergleich zu  $p_2$  und  $p_5$  dicht beieinander. Dadurch vereinfacht sich obige Gleichung zu

$$A_{21} = \frac{\alpha_{30}}{\alpha_{21}} A_{30}$$

Bei der vollen Befüllung des Verdrängerraumes 15 nach der Fig. 8 nimmt der freie Strömungsquerschnitt  $A_{\text{Ventil}}$  durch die Einlaßventile 28 den maximalen Wert an. Bei der halben Befüllung des Verdrängerraumes 15 nach der Fig. 9 sind die Ventile 28 nur teilweise geöffnet. Die geförderten Volumina  $V$  entsprechen den Flächeninhalten unter den Volumenstromfunktionen. Fig. 10 zeigt den Fall, in dem die Förderung gerade 0 ist und die Befüllung daher ebenfalls gegen 0 strebt. In Fig. 10 als Grenzfall wird die Flüssigkeit im oberen Totpunkt noch auf  $p_5 = P_g$ , also auf den Hochdruck des Systems komprimiert und wieder dekomprimiert, aber es wird dazwischen nichts ausgeschoben. Trotz der Förderung 0 kann eine geringe Befüllung der Verdränger stattfinden, um eine etwaige Kolbenleckage als Folge der Kompression/Dekompression zu decken. In Fig. 10 ist daher eine minimale Öffnung  $A_{\text{sang}}$  ( $V \rightarrow 0$ ) eingezeichnet. Die Dauer dieser Öffnung erstreckt sich näherungsweise über die ganze Umdrehung, unterbrochen nur durch die verhältnismäßig kurze Kompressions-/Dekompressionsphase. Ähnliche Verläufe entstehen für die weiteren Ausführungsformen nach den Fig. 2, 3 und 4 bis 6 sowie 13, 14, 15, 16 und 17.

Fig. 11 zeigt die Förderstromkennlinien Volumenstrom

$\dot{V} = dV/dt$  in Funktion des Drosselquerschnitts  $A_{Drossel1}$  bis  $A_{Drossel4}$  der Verstelldrossel 30 dieser Steuervorrichtung. Die Kennlinien nehmen ab der jeweiligen Grenzdrehzahl  $C_{m\text{grenz1}}$  bis  $C_{m\text{grenz4}}$  asymptotisch gegen den doppelten Volumenstrom der Grenzdrehzahl hin zu, da die Saugzeit neben dem Saugquerschnitt ebenfalls von Einfluß ist und diese sich mit Fördermenge pro Hub gegen Null von ursprünglich einer halben Umdrehung bis fast auf eine ganze Umdrehung, d. h. das doppelte erhöht, so wie auch aus Fig. 8, 9, 10 ersichtlich.

Fig. 12 zeigt die entsprechenden Förderstromkennlinien für schlitzzgesteuerte Pumpen, wie bei der Ausführung nach Fig. 2.

Fig. 13 zeigt eine Ausführungsform ähnlich der Fig. 3, jedoch mit einer anderen Ausbildung der druckdifferenzbetätigten drosselnden 2/2-Wegeventile und mit einer anderen Art der Verstelldrosselbetätigung. Die 2/2-Wegeventile der Ausführungsform nach Fig. 13 bestehen jeweils aus einer Kugel 54, welche mittels einer Feder 53 an einen Ventilsitz gedrückt wird. Die Bewegung der Kugel 54 in Bezug auf den Ventilsitz im geöffneten Zustand des Ventils hängt von dem in der jeweiligen Leitung 31, 31a und 31b herrschenden Druck  $p_3$  ab, wodurch die Befüllung der Verdrängerräume in Abhängigkeit von  $p_3$  gesteuert wird. Während ein Wandler 27 zur Verstelldrosselbetätigung nach Fig. 1 besonders für die Einbindung in analoge Regelkreise geeignet ist, hat ein schaltendes Ventil 50 als Wandler nach der Fig. 13 Vorteile in Verbindung mit digitaler Elektronik.

Die Abbildung der Fig. 13 zeigt eine solche Anordnung, wobei wie in Fig. 2 bei schlitzzgesteuerten Pumpen und bei auf die Zylinderzahl angepaßtem Öffnungswinkel ein Schaltventil 50 für mehrere Verdrängerelemente 9 genügt.

Die Fig. 14 zeigt eine Ausführungsform bei der lediglich ein 2/2-Wegeventil 81 für in diesem Beispiel drei Verdrängerräume zum Einsatz kommt, wobei das 2/2-Wegeventil 81 außerhalb der Pumpe angeordnet ist und die einzelnen Verdrängerräume 15 über Leitungen 36, 36a und 36b speist.

In diesem Beispiel besteht die Verstelleinrichtung aus einer in der Funktion durchflußbegrenzend wirkende verstellbare Verdrängermaschine 84. Bevorzugt wird jedoch die Verdrängermaschine 84 von einer in der Drehzahl variablen Elektromaschine angetrieben. Die Verdrängermaschine ist als Konstant-Verdrängermaschine ausgebildet und bezieht die zu fördernde Flüssigkeit, aus der Leitung 33 direkt oder über das System 7 indirekt aus dem Flüssigkeitsreservoir. Das Druckbegrenzungsventil 80 hat in diesem Fall die Funktion eines Sicherheitsventils oder Abblaseventils. Dieses verhindert unzulässiges Ansteigen der Druckdifferenz an der Vorförderpumpe, falls diese in eine Lage verstellt wird, in der sie mehr fördert, als die maximale Schluckmenge der Hauptpumpe beträgt.

Würde das drosselnde 2/2-Wegeventil in diesem Beispiel nicht als federbelastetes Rückschlagventil 81, sondern ähnlich wie Ventil 21 in Fig. 2, d.h. als Schieberventil ohne gewollte Rückwirkung des Druckes  $p_4$  auf die Ventilöffnung dargestellt, würde auch dann eine bestimmte Ventilöffnung bestehen bleiben, wenn Unterbrechungen zwischen den Saugphasen der einzelnen Verdrängerelemente auftreten. In solchen Unterbrechungsphasen erhöht sich der Druck  $p_4$  zügig auf den Druck  $p_3$ , wodurch der Hohlraumanteil in den Kanälen 7, 7a, 7b jeweils verringert wird. Solche Unterbrechungsphasen werden erreicht, indem die Höhe der Öffnung 35 so gewählt wird, daß diese für jeweils nur weniger als  $360^\circ/\text{Verdrängerraumzahl}$  durch den Kolben 9 aufgesteuert wird.

Die Fig. 15 ist der Ausführungsform der Fig. 14 sehr ähnlich und nutzt ebenfalls das Vorhandensein einer regulierbaren Vorförderpumpe, hier in Form der verstellbaren Verdrängermaschine 86 aus, welche mit der Pumpendrehzahl oder einer zu dieser proportionalen Drehzahl angetrieben wird. Im Prinzip kann z.B. der Antrieb der Verdrängermaschine 84 über die Antriebswelle 12 der Pumpe bewerkstelligt werden.

Fig. 16 zeigt eine Ausführungsform ähnlich der Ausführungsform der Fig. 3, bei der die Vorförderpumpe 34 mit konstanter Geschwindigkeit läuft, bei der jedoch die Steuerung des Eingangsdruckes durch Steuerung der Federvorspannung des Druckbegrenzungsventils 90 erfolgt, d.h. das variable Druckbegrenzungsventil stellt die Verstelleinrichtung dar.

Fig. 17 zeigt eine Lösung, welche eine Trennung der Förderflüssigkeit aus dem Reservoir und des Betätigungsmediums erlaubt (auch gleiches Fluid ist aber denkbar).

Diese Konstellation hat Vorteile, wenn das zu fördernde Fluid sehr zähflüssig ist oder Verschmutzungen enthält, welche die Funktion beeinträchtigen könnten (Beispiel: Common-Rail-Einspritzsystem für Schwerölmotoren), oder wenn die Verstellpumpe selbstansaugend sein soll oder nur mit sehr geringem Vordruck gearbeitet werden soll. Man benötigt dann nur noch eine wesentlich leistungsschwächere Druckquelle 100 für das Betätigungsfluid, wobei häufig eine solche Druckquelle schon zur Verfügung steht (z.B. Druckluftnetz).

Das Betätigungsfluid wird über die Leitungen 101 mit dem steuerbaren Druck  $p_{10}$  an die einzelnen 2/2-Wegeventile 103 geleitet. In diesem Fall wirkt der Druck  $p_{10}$  auf die Wirkfläche 102 auf der einen Seite des Schiebers des 2/2-Wegeventils 103, während eine Feder 104 und der Ausgangs-

druck des 2/2-Wegeventils über die Leitung 106 auf die Wirkfläche 105 auf der anderen Seite des Schiebers 102 einwirkt.

Die Fig. 18 zeigt eine schematische Darstellung einer Pumpe in radialer Bauart mit drei Verdrängerkolben 9, wobei nur das zentrale Teil des Pumpengehäuses um die Antriebswelle 12 herum gezeigt ist und lediglich der obere Verdrängerkolben 9 vollständig eingezeichnet ist.

Wie ersichtlich, arbeiten alle drei Verdrängerkolben 9 mit einer gemeinsamen Exzenternocke 11, welche mit der Welle 12 rotiert.

Wie aus der Darstellung des oberen Verdrängerkolbens ersichtlich ist, wird dieser, wie auch die zwei weiteren Verdrängerkolben über eine Feder 200 stets in Berührung mit der Exzenternocke 11 gehalten. Obwohl in der vorliegenden Zeichnung alle drei Verdrängerkolben durch die gemeinsame Exzenternocke 11 angetrieben sind, so wäre es auch denkbar, die Verdrängerkolben in axiale Richtung der Antriebswelle zu versetzen und über getrennte Exzenternocken anzutreiben. Es kann auch eine beliebige andere Zahl von Verdrängerkolben gewählt werden.

Wesentlich bei der Füllgrad-Verstellpumpe der Figur 18 ist, daß die zu verdrängende Flüssigkeit über den Innenraum und 202 des Pumpengehäuses zu den einzelnen Verdrängerkolben 9 gelangt.

Wie bisher ist die Verbindungsleitung zum Flüssigkeitsreservoir mit dem Bezugszeichen 33 versehen. Das Bezugszeichen 30 deutet auf ein verstellbares Drosselelement, das über die Leitung 31 in den Innenraum 202 führt. Die Pumpe der Figur 18 ist schlitzgesteuert und hat zu diesem Zweck Einlaßschlitze 35 (nur für den oberen Verdrängerkolben gezeigt),

wobei die Einlaßschlitze 35 jeweils über ein druckdifferenzbetätigtes und drosselndes 2/2 Wegeventil 51 (wie bei der Figur 13 dargestellt) und entsprechende Leitungsabschnitte 204 und 206 im Pumpengehäuse mit dem Innenraum 202 kommunizieren. Das Bezugszeichen 17 deutet wie bisher auf das Ausgangsventil, das über eine Leitung 18 mit entsprechenden Leitungen der weiteren Verdrängerkolben 9 (nicht gezeigt) zusammengeschlossen ist und schließlich zum "Common Rail" der hieran angeschlossenen Verbrennungsmaschine führt.

Um die Schlitzsteuerung über einen entsprechenden Drehwinkelbereich der Exzenternocke 11 zu sichern, ist im Verdrängerkolben 9 eine mit dem Einlaßschlitz 35 kommunizierende und mit diesen im erwünschtem Winkelbereich zusammenarbeitende Öffnung 208 versehen.

Im Betrieb der Pumpe werden die einzelnen Verdrängerkolben 9 von der Exzenternocke 11 unter der Mitwirkung der entsprechenden Feder 200 in den jeweiligen Zylindern 210 hin- und herbewegt. Hierdurch wird der Brennstoff durch die Leitung 33, die Drossel 30, die Leitung 31, den Innenraum 202, die Leitung 206, das 2/2-Wegeventil 51, die Leitung 204, den Einlaßschlitz 35 und die Öffnung 208 des Verdrängerkolbens 9 in den Verdrängerraum gesaugt und strömt anschließend unter der Einwirkung des Verdrängerkolbens 9 durch das Auslaßventil 17 heraus.

Durch das relativ große Volumen des Innenraums 202 gelingt es mit der Erfindung das Austreten von Gasen in diesem Innenraum so zu begrenzen, daß die Pumpe einwandfrei funktioniert. Es soll auch darauf hingewiesen, daß es bei dieser Ausführungsform auch denkbar ist, die 2/2 Wege-Ventile in den jeweiligen Verdrängerkolben 9 einzusetzen (nicht gezeigt).



## Literatur

- (1) Welschhof, B.  
Analytische Untersuchungen über die Einsatzmöglichkeit einer sauggedrosselten Hydraulikpumpe zur Leistungssteuerung am Beispiel eines hydrostatischen Nebenaggregateantriebs im Kraftfahrzeug  
Dissertation RWTH Aachen, 1992
- (2) Schneider, W.  
Pumpen für zukünftige Dieseleinspritzsysteme O+P (Oelhydraulik und Pneumatik) 36 (1992) 5, S.304-310
- (3) Cooper Bessemer Fuel Injection Manual
- (4) Schneider, W., Stöckli, M., Lutz T., Eberle, M.  
Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation  
MTZ 54 (1993) 11
- (5) Schweitzer, P.H., Szebehely, V.G.  
Gas Evolution in Liquids and Cavitation  
Journal of Applied Physics 21 (1950) Dec., S.1218-1224
- (6) Fassbender, A.  
Saugdrosselung - der Einfluß von Druckmedium und Temperatur  
O+P (Oelhydraulik und Pneumatik) 37 (1993) 9
- (7) Schmitt, Th.  
Untersuchungen zur stationären und instationären Strömung durch Drosselquerschnitte in Kraftstoffeinspritzsystemen von Dieselmotoren  
Diss. TU München, 1966
- (8) Steuern und Regeln in der Heizungs- und Lüftungstechnik,  
Impulsprogramm Haustechnik 1986  
Herausgeber: Bundesamt für Konjunkturfragen,  
3003 Bern, Schweiz

## Patentansprüche

1. Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe mit mindestens einem Verdrängerraum, welche nach dem Saugdrosselprinzip mit zwangsläufiger Volumenveränderung des Verdrängerraumes bzw. der Verdrängerräume (15; 129a-d) arbeitet, und welche die zu fördernde Flüssigkeit (2) aus einem Flüssigkeitsreservoir (1) mit einer freien Oberfläche welche mit einem Gasdruck ( $p_1$ ), meist Atmosphärendruck, beaufschlagt ist, durch eine Leitung (33) ggf. über ein hydraulisches System (7), dadurch gekennzeichnet, daß auf der Niederdruckseite vor der Pumpe bzw. vor dem Verdrängerraum oder den Verdrängerräumen der Pumpe, oder vor einer oder mehreren Gruppe(n) von Verdrängerräumen der Pumpe, zumindest ein druckdifferenzbetätigtes drosselndes 2/2-Wegeventil (21, 21a, 21b; 134a-d; 51-54; 81; 103) angeordnet ist, dessen Öffnungsquerschnitt über einen an einer Wirkfläche anliegenden Druck ( $p_3$ ,  $p_{3a}$ ,  $p_{3b}$ ;  $p_{10}$ ) zur Füllgradverstellung steuerbar ist.
2. Steuereinrichtung nach dem Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Flüssigkeitsreservoir mit einem Druck ( $p_1$ ) von einem bar absolut der Druck vor dem druckdifferenzbetätigten drosselnden 2/2 Wegeventil, bei dem dieses öffnet, d.h. der an der Wirkfläche anliegende Druck ( $p_3$ ,  $p_{3a}$ ,  $p_{3b}$ ), zumindestens etwa 0.9 bar absolut beträgt und vorzugsweise im Bereich von 1.0 bis 1.5 bar absolut liegt, wobei auch ein höherer Druck zulässig ist bzw. das bei einem höheren Reservoir-Druck ( $p_1$ ) der genannte Druck entsprechend höher gewählt ist, d.h. mindestens 90 % und vorzugsweise 100 bis 150 % des Reservoirdruckes ( $p_1$ ) beträgt, wobei auch eine Mindestdruckdifferenz von über 150 % von  $p_1$  zulässig ist.

3. Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das bzw. jedes druckdifferenzbetätigte drosselnde 2/2-Wegeventil (21, 21a, 21b; 134; 51, 52, 53, 54; 81) mit steigendem Druck ( $p_3$ ) auf der Zuflußseite, der an einer ersten Wirkfläche (24) des 2/2-Wegeventils anliegt, öffnet und in Gegenrichtung an einer zweiten Wirkfläche (23) mit dem sich auf der Verdrängerraumseite einstellenden Druck ( $p_4$ ) oder ( $p_5$ ) oder mit dem sich in Rücklauf (6) einstellenden Druck ( $p_{12}$ ), nahe Tankdruck beaufschlagt ist, und welches weiterhin gegen den Öffnungssinn die Krafteinwirkung einer Feder (22; 125; 53; 82) erfährt, wobei die Öffnungscharakteristik des Ventils in an sich bekannter Weise über die Federvorspannung und die Druckwirkflächen so ausgelegt ist, daß das Ventil erst ab oder oberhalb einer Mindestöffnungsdruckdifferenz  $\Delta_{p_{\min}}$  zwischen der Wirkfläche (24) und der Abflußseite, d.h. dem sich einstellenden Druck ( $p_4$  oder  $p_5$ ) öffnet und daß vor jedem 2/2-Wegeventil eine Verstelleinrichtung (27; 150) mit einer Verbindung zum 2/2-Wegeventil angeordnet und entweder als drosselndes Ventil (30) oder als stromregelndes Ventil ausgebildet ist.
4. Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Verstelleinrichtung eine Druckquelle (8; 34) bekannter Art zur Speisung mit genügend hohem Druck ( $p_2$ ) vorgeschaltet ist, welche die Flüssigkeit aus der Leitung (33) direkt oder über ein hydraulisches System indirekt aus dem Flüssigkeitsreservoir bezieht.
5. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Mindestöffnungsdruckdifferenz  $\Delta_{p_{\min}}$  zu den Wirkflächen ((23 und 24) =

$p_3-p_4$ )), ab der das 2/2-Wegeventil oder die 2/2-Wegeventile öffnet bzw. öffnen, sich am Wert

$$\Delta_{p_{\min}} = p_1 - \max [P_{\text{Gas aus}}; P_{\text{Dampf aus}}]$$

orientiert, wobei

$P_{\text{Gas aus}}$  der kleinste Gasaustrittsdruck ist, der spezifisch für die zu fördernde Flüssigkeit und das mit ihm in Kontakt stehende gasförmige Medium im geschlossen gehaltenen Verdrängerraum bei unmittelbarer Druckabsenkung, erzeugt durch die Expansionsbewegung des Verdrängers bei maximaler mittlerer Verdrängergeschwindigkeit des wichtigen Betriebsbereichs, gemessen wird.

$P_{\text{Dampf aus}}$  der tiefste Wert des Dampfdruckes der Flüssigkeit für den erwarteten Flüssigkeitstemperaturbereich im Betrieb ist, wobei bei einem Flüssigkeitsgemisch der Druck, bei dem 10% der Masse verdampfen können, gewählt wird.

6. Steuereinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Mindestöffnungsdruckdifferenz  $\Delta_{p_{\min}}$  zu den Wirkflächen ((23 und 24) =  $(p_3-p_4)$ ) sich für Pumpen mit den 2/2-Wegeventilen zusätzlich nachgeordneten federbelasteten Rückschlag-Einlaßventilen (28) die Mindestöffnungsdruckdifferenz  $\Delta_{p_{\min}}$  um den Wert der Öffnungsdruckdifferenz der Rückschlag-Einlaßventile  $\Delta_{p_{\text{ÖEV}}}$  verkleinert wird, d.h.

$$\Delta_{p_{\min}} = p_1 - \max [P_{\text{Gas aus}}; P_{\text{Dampf aus}}] - \Delta_{p_{\text{ÖEV}}}$$

7. Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 2, 5 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Mindestöffnungsdruckdifferenz  $\Delta_{p\text{ömin}}$ , ab der das Ventil öffnet, sich sowohl für Pumpen mit Einlaßschlitzen (35) als auch für Pumpen mit Einlaßventilen zusätzlich um einen Wert  $\Delta_{p\text{ötemp}}$  erhöht ist, welcher eine zusätzliche Druckdifferenz zur Sicherheit darstellt, um den Einfluß der Temperaturabhängigkeit des Löslichkeitskoeffizienten zu erfassen, welche flüssigkeitsspezifisch und je nach Betriebsbedingungen zu wählen ist.
8. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein druckdifferenzbetätigtes, drosselndes 2/2-Wegeventil (21, 21a, 21b; 134; 51, 52, 55, 59; 81; 103) vor Gruppen von Verdrängerräumen (15; 129a-d) bzw. Verdrängerraumelementen (16, 16a, 16b) oder vor einzelnen Verdrängerräumen (15; 129a-d) angeordnet ist.
9. Steuereinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das bzw. jedes 2/2-Wegeventil (21, 21a, 21b; 51, 52, 53, 54; 81; 103) sehr nahe vor den Einlaßschlitzen (35) oder Einlaßventilen (28) angeordnet ist.
10. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß vor jedem der 2/2-Wegeventile (21, 21a, 21b; 134; 81) oder je eine Gruppe der 2/2-Wegeventile (51, 52, 53, 54; 103) oder vor allen diesen Ventilen je ein verstellbares Element (27) mit je einer Verbindung (31, 31a, 31b; 32; 41, 41a, 41b; 101) zu den 2/2-Wegeventilen angeordnet ist, wobei die verstellbaren Elemente die Verstelleinrichtung bilden.
11. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden

Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die als drosselndes Ventil ausgebildete Verstelleinrichtung (27) ein elektrisch, mechanisch, hydraulisch oder pneumatisch verstellbares drosselndes Ventil (30; 150) darstellt.

12. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die als stromregelndes Ventil ausgebildete Verstelleinrichtung (27) durch die Kombination eines Drosselventils (30) mit einem Druckdifferenzventil (40) realisiert ist.
13. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstelleinrichtung (27) ein elektrisch betätigbares, pulsbreitenmodulierbares 2/2-Wegeschaltventil (60) ist.
14. Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß vor jedem der 2/2-Wegeventile (81), oder je eine Gruppe dieser Ventile oder vor allen diesen Ventilen je eine Verstelleinrichtung (27) mit je einer Verbindung (41) zu den Ventilen angeordnet ist, wobei die Verstelleinrichtung (27) eine in der Funktion durchflußbegrenzend wirkende, z.B. mit Pumpendrehzahl oder einer proportionalen Drehzahl angetriebene, verstellbare Verdrängermaschine (86) ist, oder eine mit einer drehzahlvariablen Elektromaschine (85) betriebene Konstant-Verdrängermaschine (84) ist, welche die Flüssigkeit aus der Leitung (33) direkt oder über das System (7) aus dem Flüssigkeitsreservoir bezieht.
15. Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Druck vor jedem der 2/2-Wegeventile (21, 21a, 21b) oder je eine Gruppe dieser Ventile oder vor allen diesen Ventilen durch eine elektrisch, mechanisch oder pneumatisch verstellbare, veränderliche Vordruck-

quelle, beispielsweise einer Konstantpumpe (34) in Kombination mit einem verstellbaren Druckbegrenzungsventil (90) als verstellbares Element steuerbar ist, welche die Flüssigkeit aus der Leitung (33) direkt oder über das System (7) indirekt aus dem Flüssigkeitsreservoir (1) bezieht.

16. Steuereinrichtung für eine Füllgrad-Verstellpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß vor den Verdrängern (9) oder vor einzelnen Verdrängern (9), vorzugsweise sehr nahe davor, der Öffnungsquerschnitt ADr des bzw. jedes federbelasteten, drosselnden 2/2-Wegeventils (103) über einen an einer Wirkfläche (102) des 2/2-Wegeventils anliegenden Druck ( $p_{10}$ ) aus einer Druckquelle (100) eines zweiten Fluidkreises, der gegebenenfalls auch ein anderes Druckmedium, z.B. Luft, enthält, oder aber mit der gleichen Flüssigkeit wie im Flüssigkeitsreservoir gefüllt ist, steuerbar ist.
17. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die drosselnden, federbelasteten 2/2-Wegeventile als Einlaßventile (124; 51, 52, 53, 54) der Pumpe, vorzugsweise als Sitzventile ausgebildet sind.
18. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß an den drosselnden, federbelasteten 2/2-Wegeventilen (21, 21a, 21b) Dämpfer (70) angreifen.
19. Pumpe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfer (70) einen Dämpfkolben aufweist, und daß die Druckdifferenz  $\Delta_{p_{\text{ömin}}}$  um den halben bis ganzen Betrag der maximal zwischen den Dämpferkammern (71) und (72) im Betrieb auftretenden Druckdifferenz erhöht wird.

20. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die verstellbaren, drosselnden Ventile (30, 30a, 30b; 60; 150) jeweils in Gruppen oder in ihrer Gesamtheit mechanisch miteinander gekoppelt sind oder in einem Stellglied mit nur einem manuellen, mechanischen, elektrischen oder pneumatischen Antrieb derart zusammengefaßt sind, daß sie synchron miteinander betätigt werden.
21. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die federbelasteten, drosselnden 2/2-Wegeventile (21, 21a, 21b; 124; 51, 52, 53, 54; 81; 103) eine steile Öffnungscharakteristik besitzen, was durch eine weiche Feder (22; 52; 82; 104) oder eine große druckbeaufschlagte Ventilfläche oder eine Kombination aus beiden erreicht wird, und daß der Speisedruck (p2) genügend hoch ist, so daß auch für maximalen Pumpenvolumenstrom, d.h. große Ventilöffnung, die Druckdifferenz über die Verstelleinrichtung nicht wesentlich verkleinert wird.
22. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselquerschnittsflächen der verstellbaren Drosseln (30; 155a-d) über dem Stellweg eine etwa lineare Funktion darstellen, d.h. Schlitze darstellen.
23. Pumpe nach Anspruch 20, gekennzeichnet durch die Zusammenfassung der verstellbaren Drosseln zu einem Stellglied in Form eines Hohlschieberventils, beispielsweise nach Patentschrift DE 37 14 691 C2 (150), in welchem ein hohler, drehbarer oder axial verschieblicher Schieberkörper in einem mit mehreren Kammern versehenen Gehäuse (138) angeordnet ist, wobei pro Kammer paarweise und gegenüberliegende Durchbrüche (155a-d; 130a, 130b; 130c, 130d) in Körper (150) und Gehäuse (138) vorhanden sind,



vorzugsweise derart, daß sie synchron miteinander auf- oder zugesteuert werden.

24. Pumpe nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die gegenüberliegenden Durchbrüche (155a-d; 130a, 130b; 130c, 130d) in Körper und/oder Gehäuse (138) mittels Drahterosion hergestellt sind, wobei ein Einfädelloch vorgesehen ist, welches im Pumpenbetrieb entweder gar nicht oder nur zur Bereitstellung einer besonders großen Fördermenge, vor allem bei sehr hohen Drehzahlen, aufgesteuert wird.
25. Steuereinrichtung nach dem Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeitszufuhr zu der Füllgrad-Verstellpumpe über den, die Verdrängerkolben (9) betätigende Exzenternocke (11) enthaltenden Innenraum (202) der Pumpe erfolgt, welche über entsprechende Bohrungen im Pumpengehäuse und Einlaßschlitzen (35) mit den Verdrängerräumen kommuniziert, wobei die drosselnde druckdifferenzbetätigte 2/2 Wegeventile (51) entweder im Pumpengehäuse vor den Einlaßschlitzen (35) oder in den jeweiligen Verdrängerkolben (9) angeordnet sind.
26. Steuereinrichtung nach dem Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstelleinrichtung eine den Verdrängerkolben gemeinsamen Verstelleinrichtung ist, welche in einer Leitung (33, 31) zwischen dem Flüssigkeitsreservoir und dem Innenraum in (202) des Pumpengehäuses angeordnet ist.
27. Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche für eine Füllgradverstellpumpe mit mehreren Zylindern und Einlaßschlitzen (35), dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaßschlitze (35) und den mit diesen zusammenarbeitenden Verdrängerkolben (9) so ausgelegt

- 48 -

sind, daß die Öffnungsphase der Einlaßschlitze etwa  $360^\circ$  geteilt durch die Anzahl der Verdrängerkolben vorzugsweise geringfügig weniger beträgt, wodurch die Steuerung mit lediglich einem Verstellelement bewerkstelligt ist.

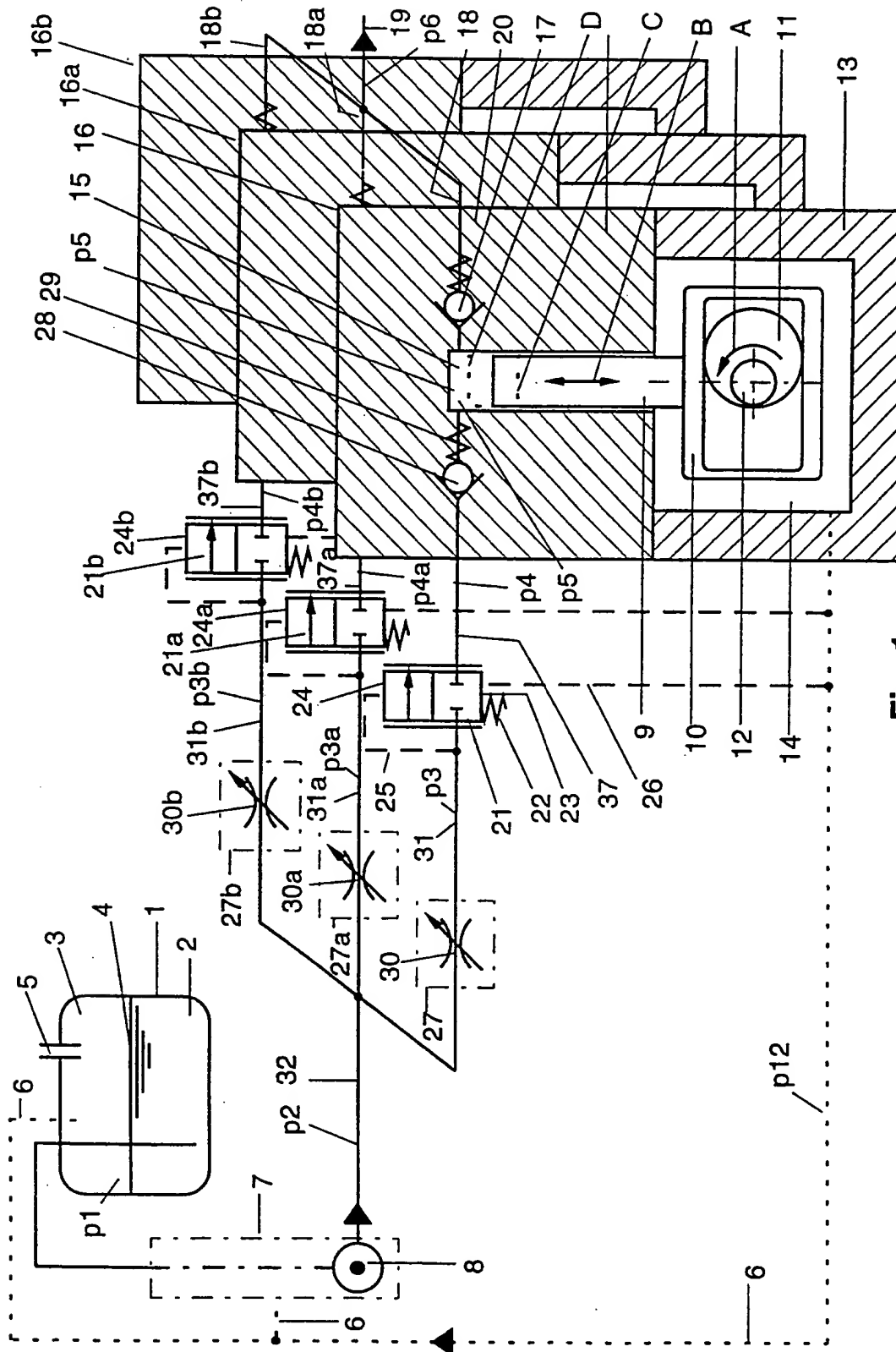


Fig. 1

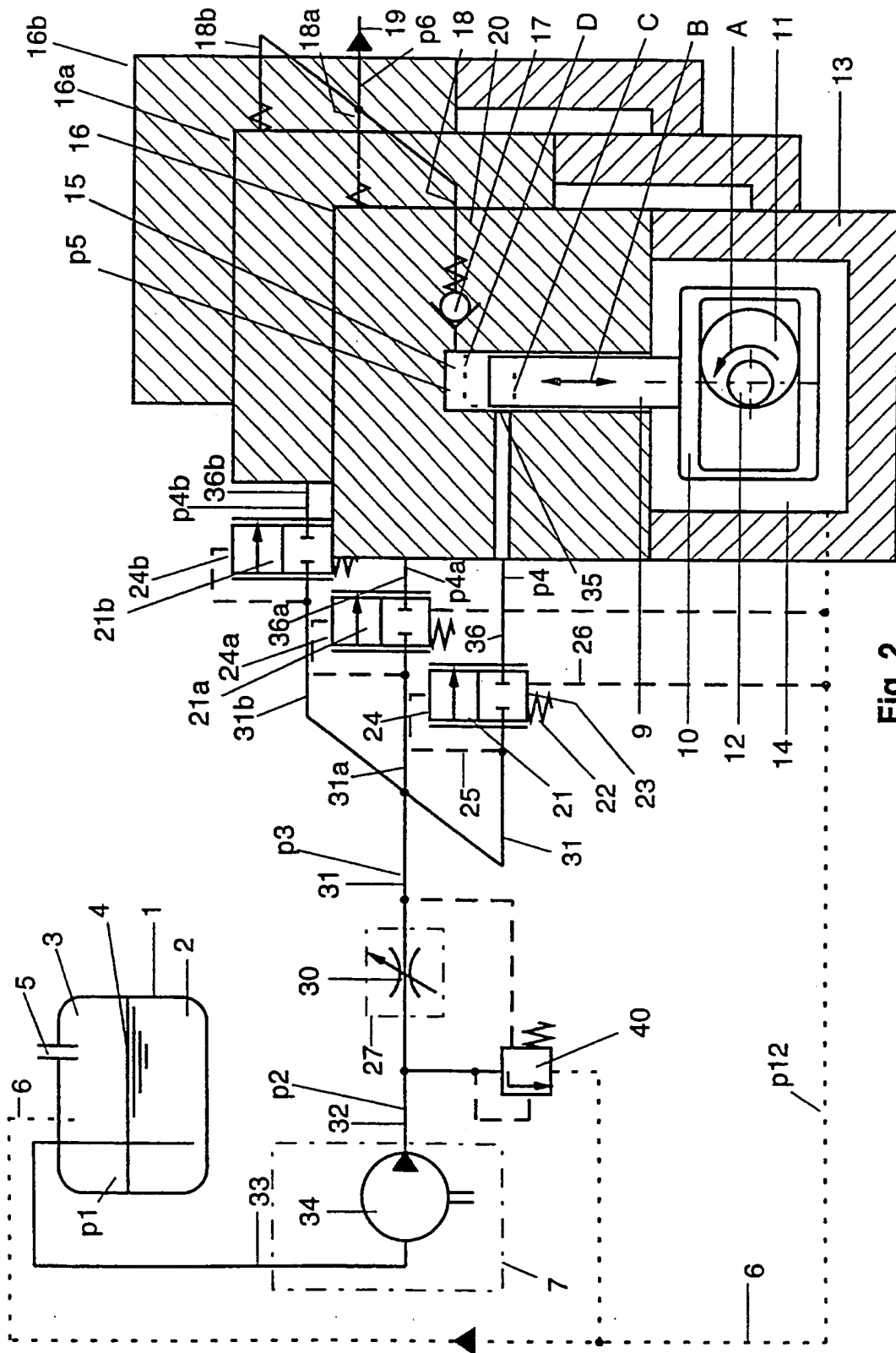
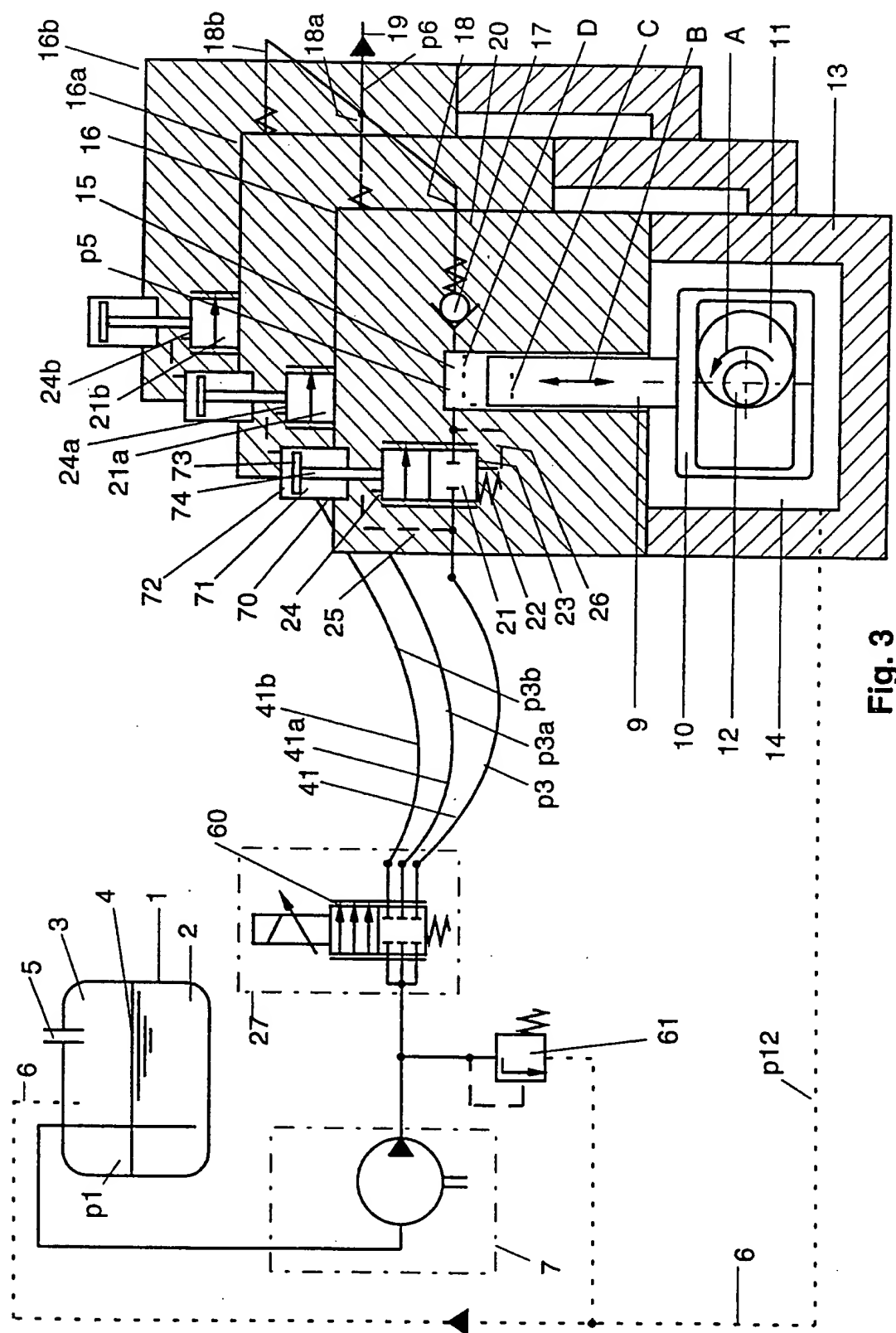


Fig. 2



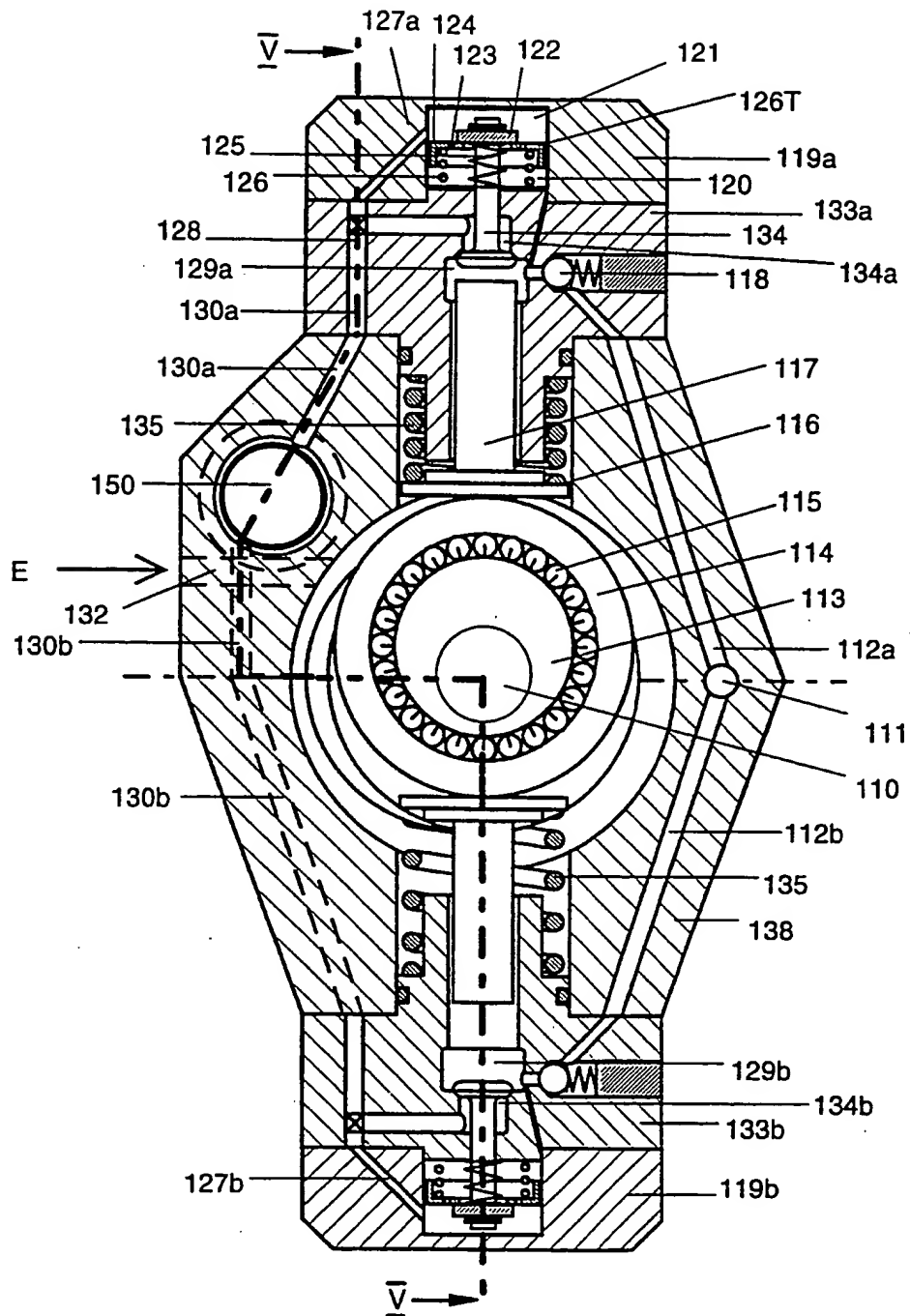
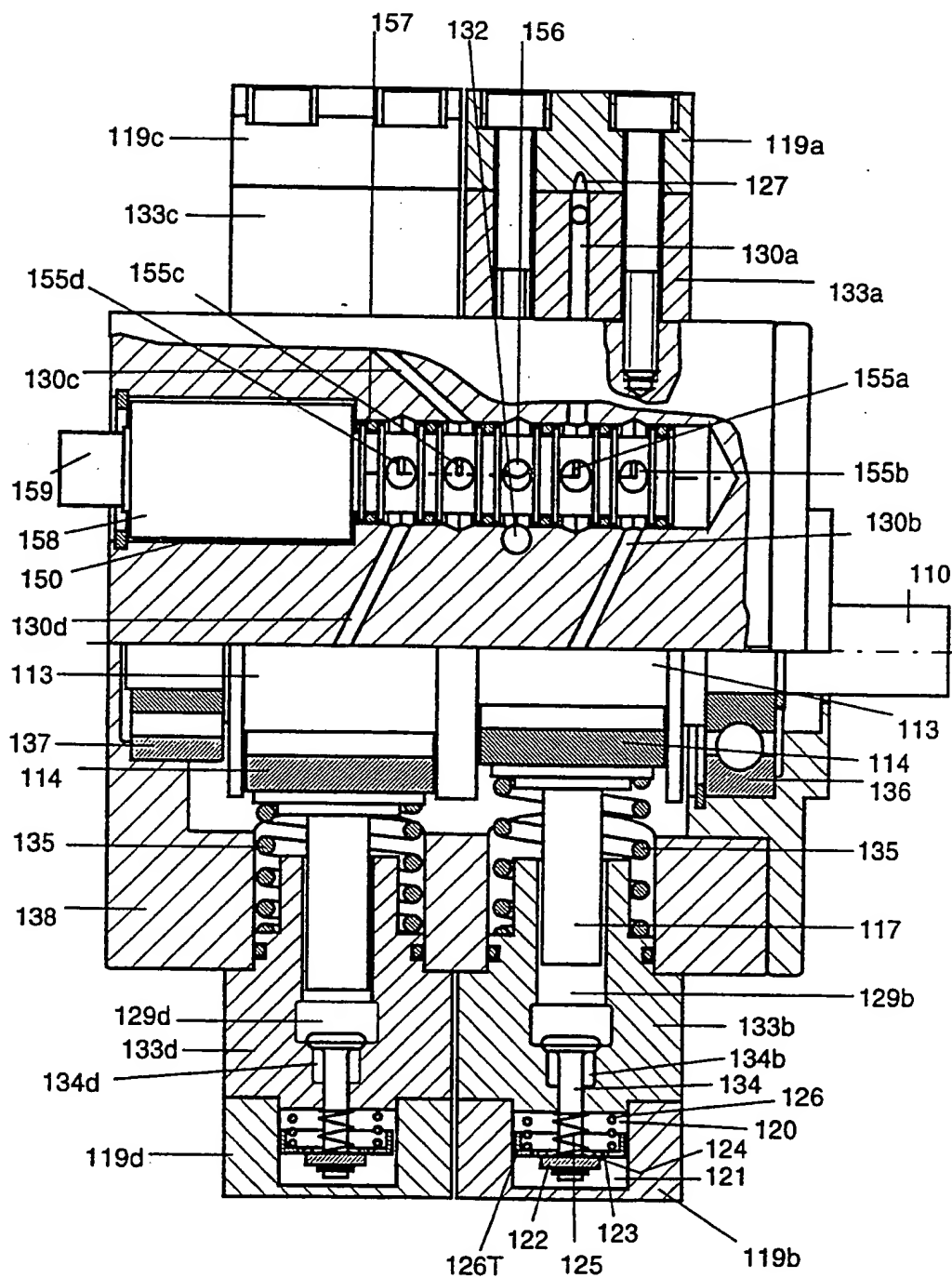
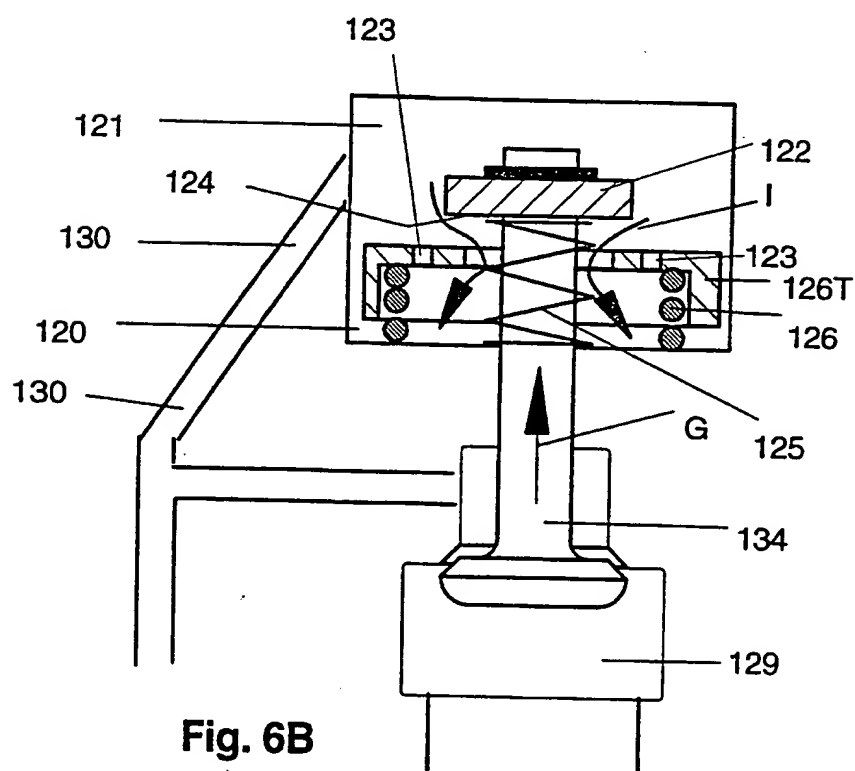
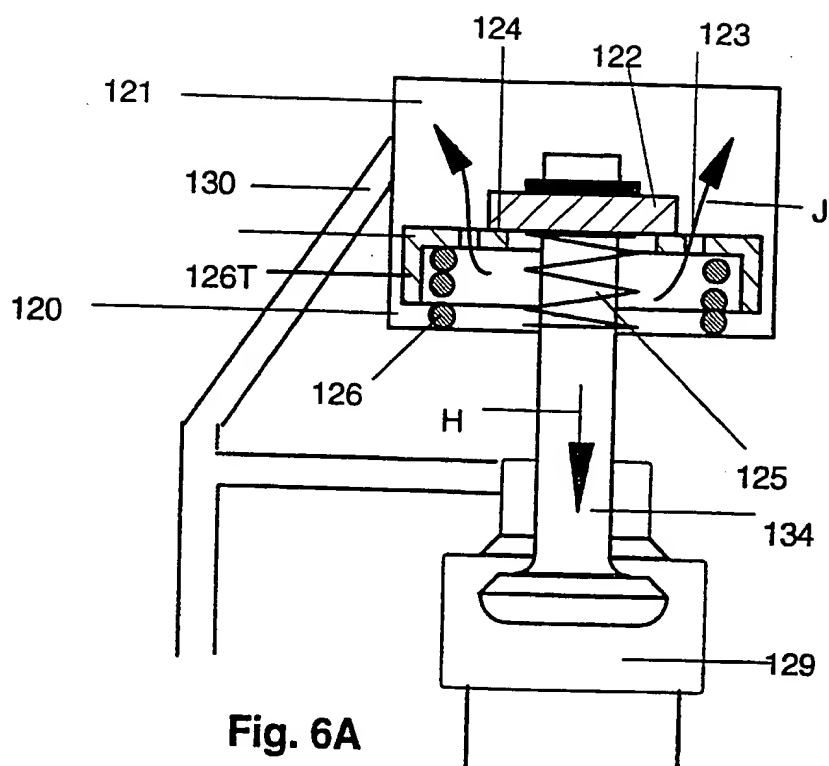


Fig.4

**Fig.5**





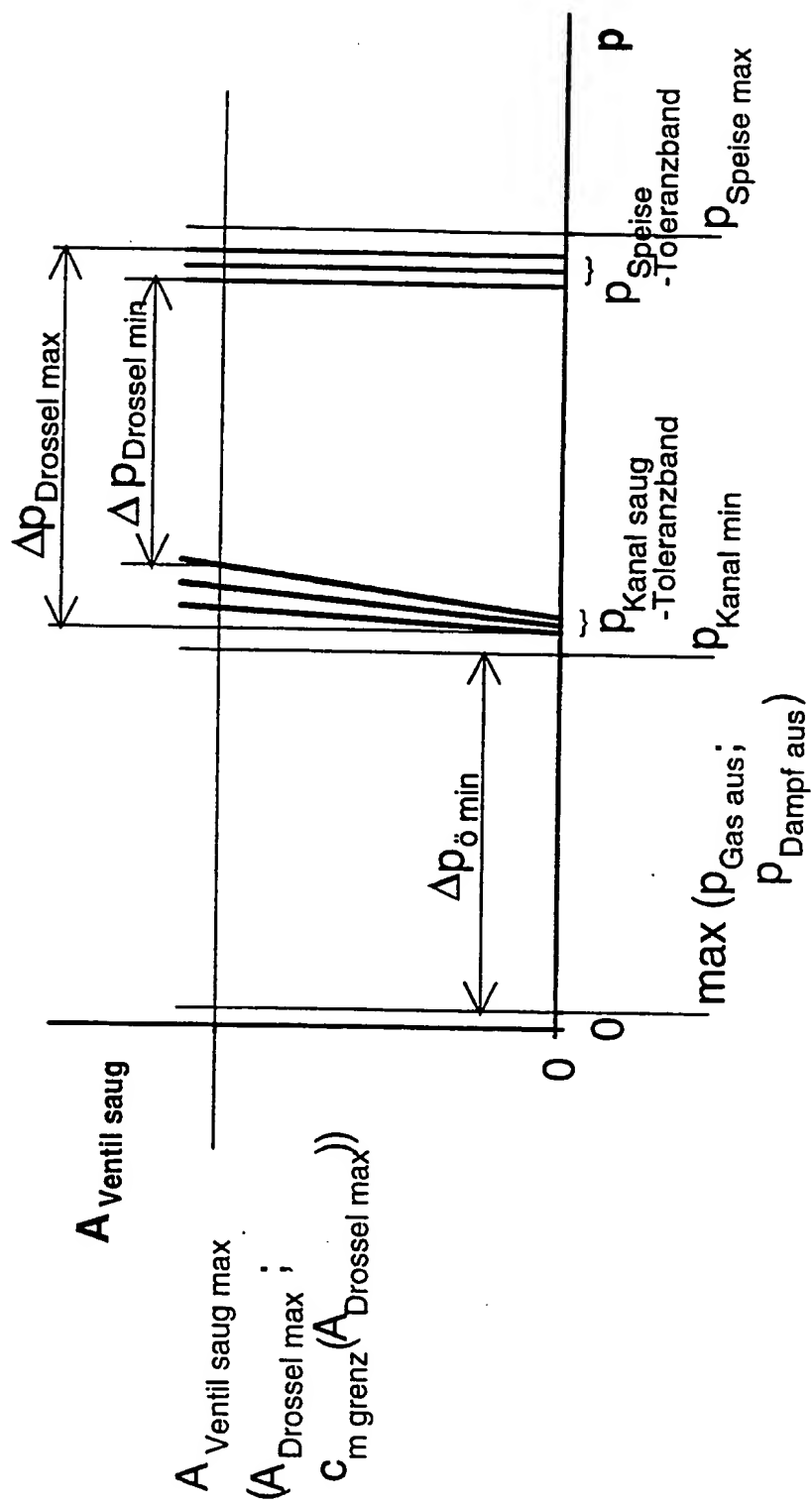


Fig. 7

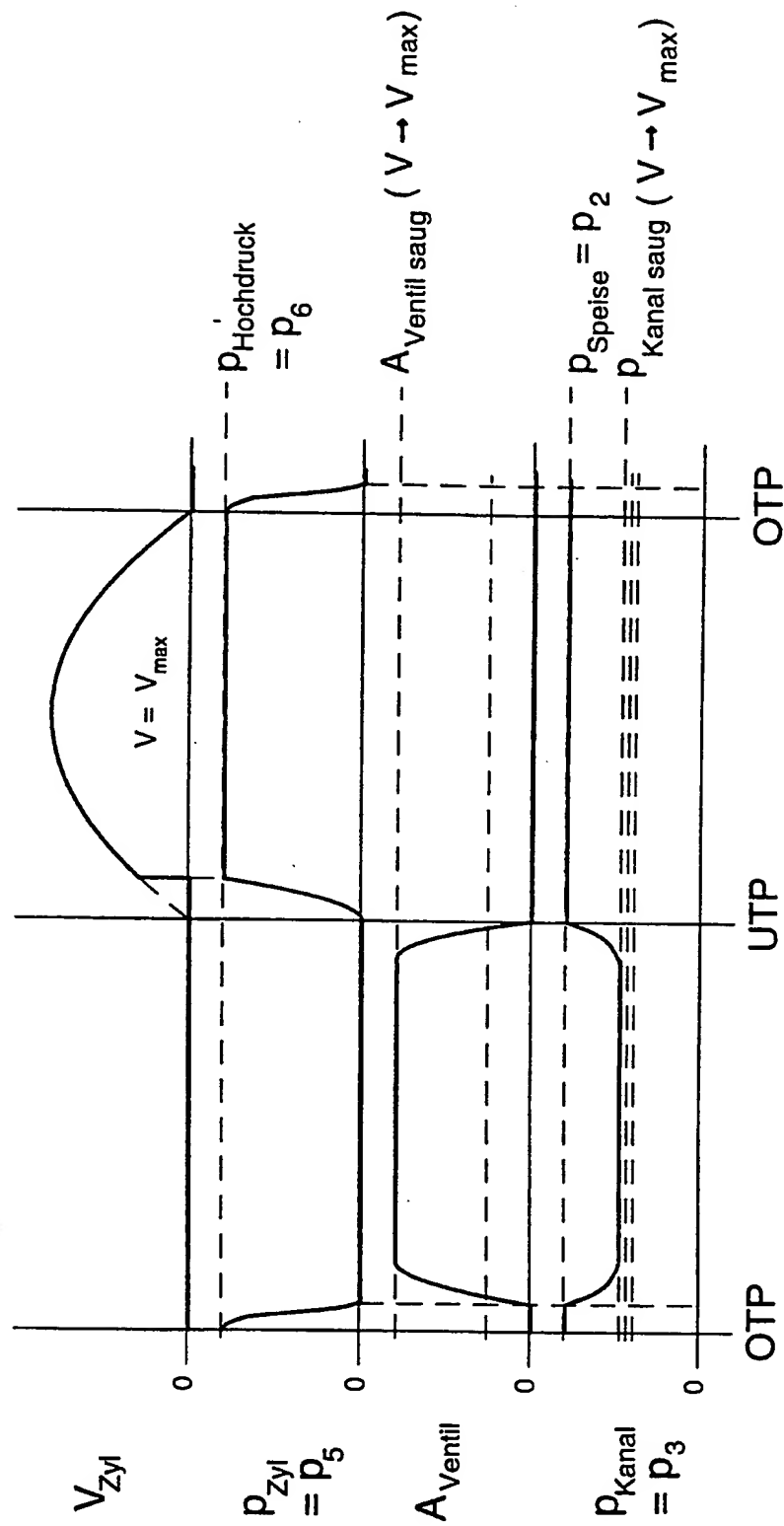


Fig. 8

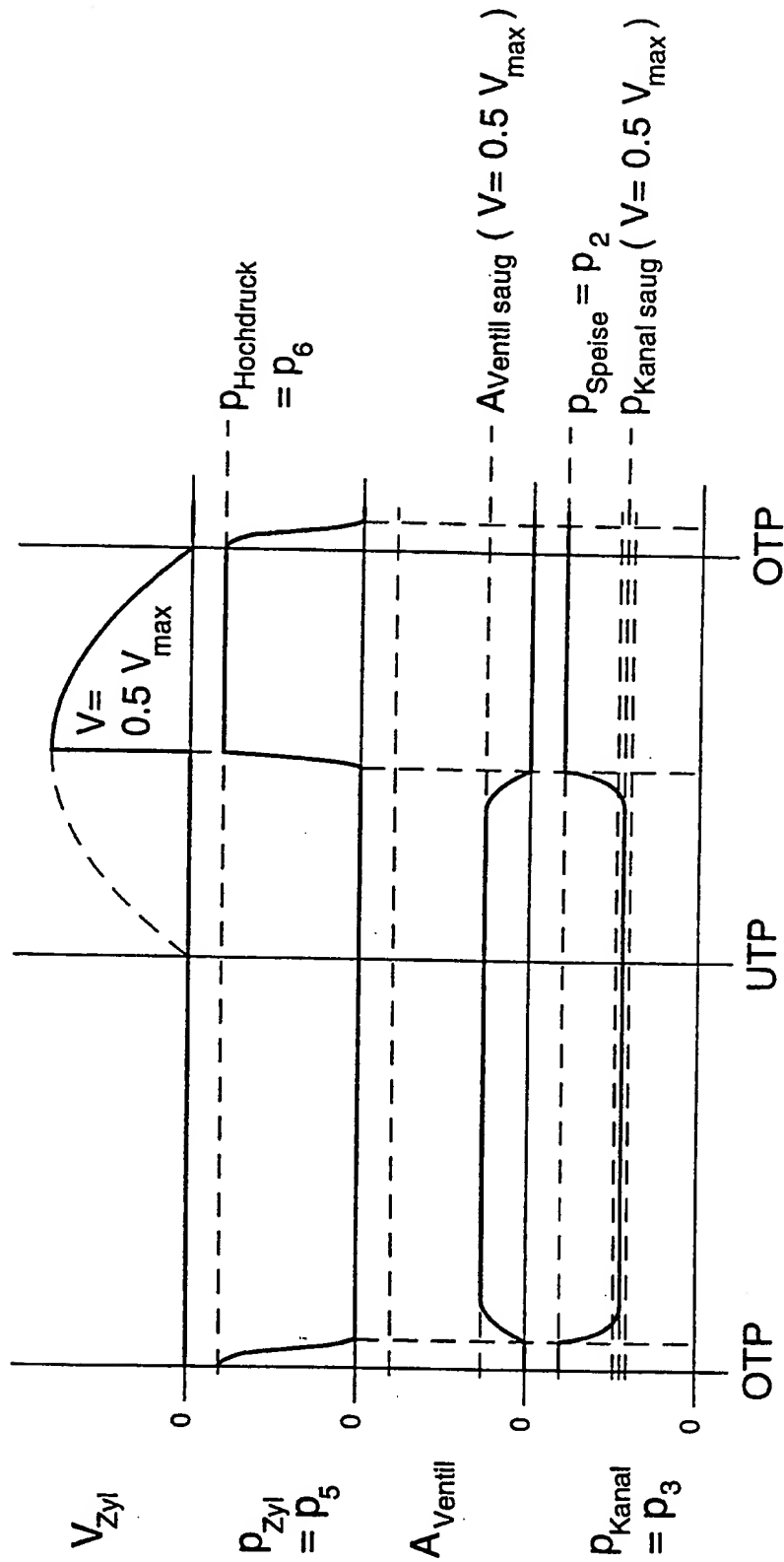


Fig. 9

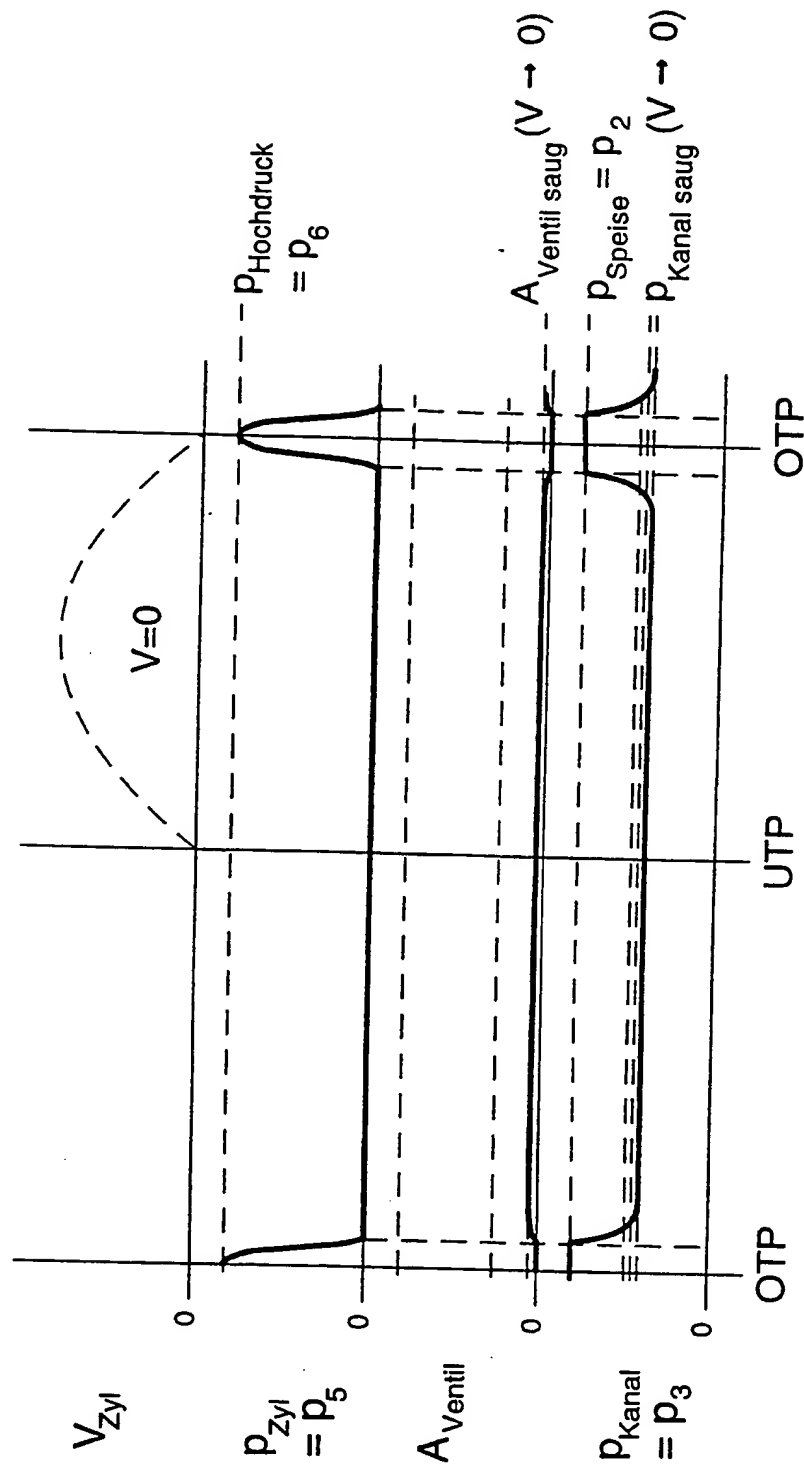


Fig. 10

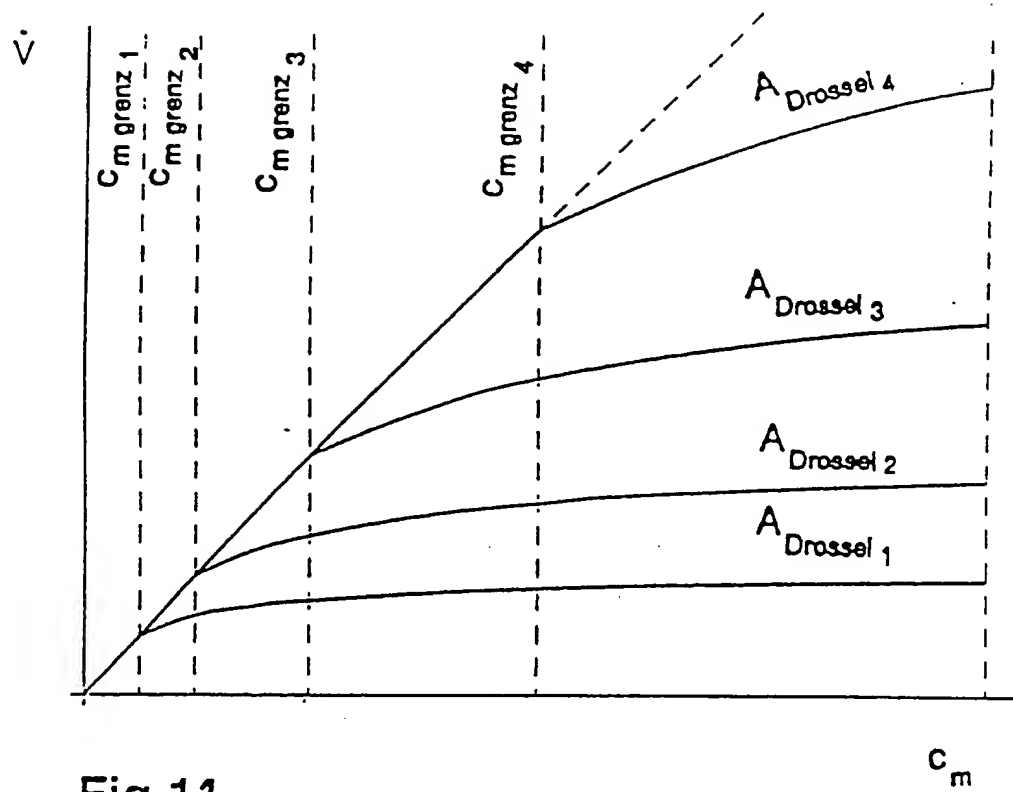


Fig.11

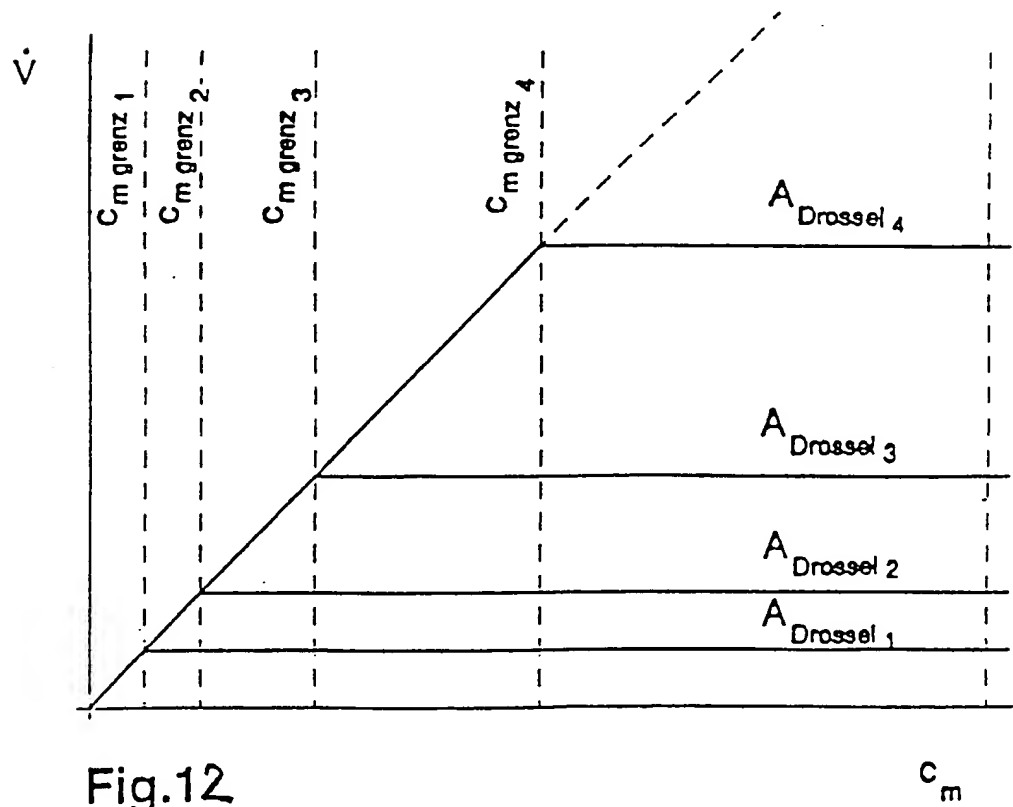


Fig.12

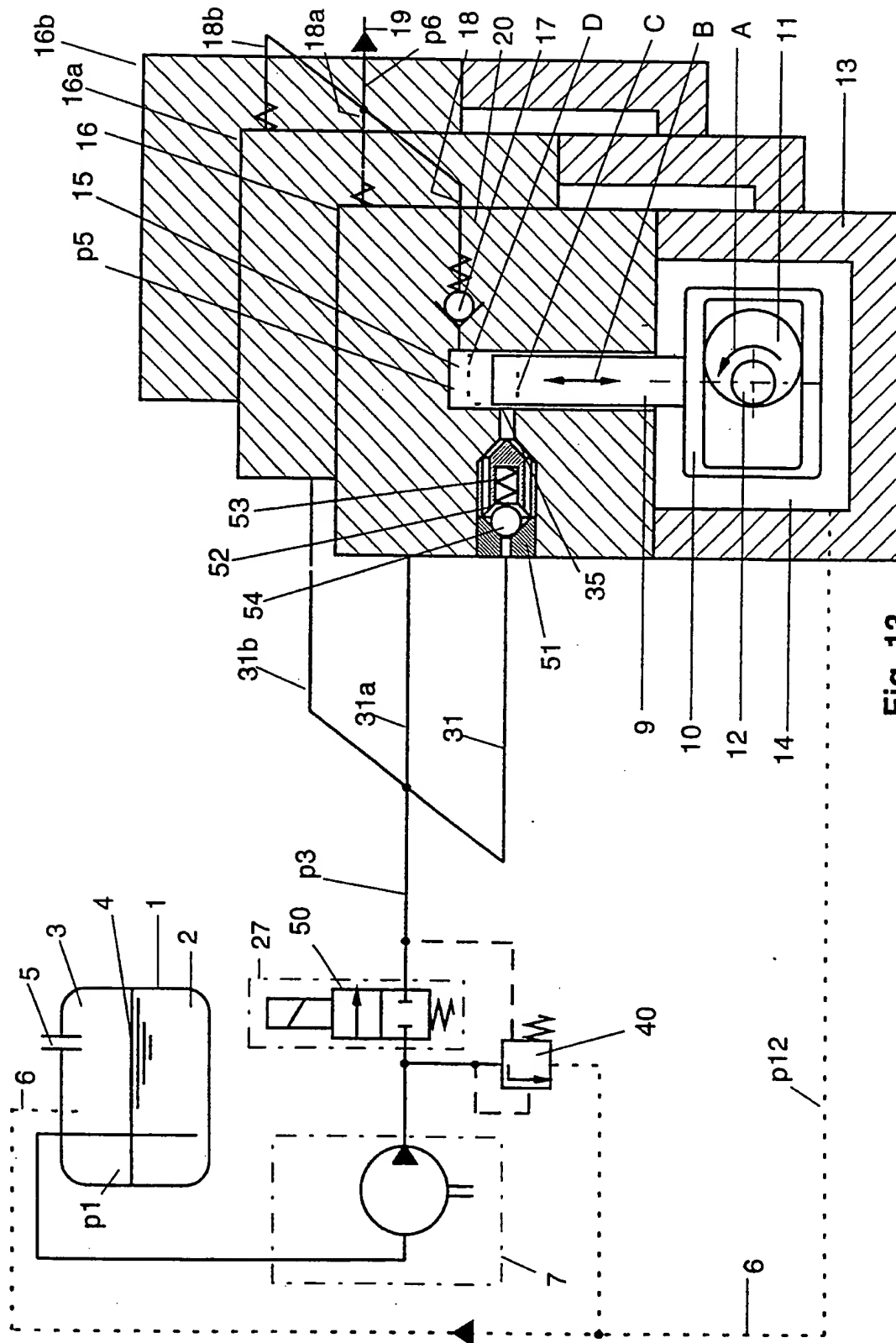


Fig. 13

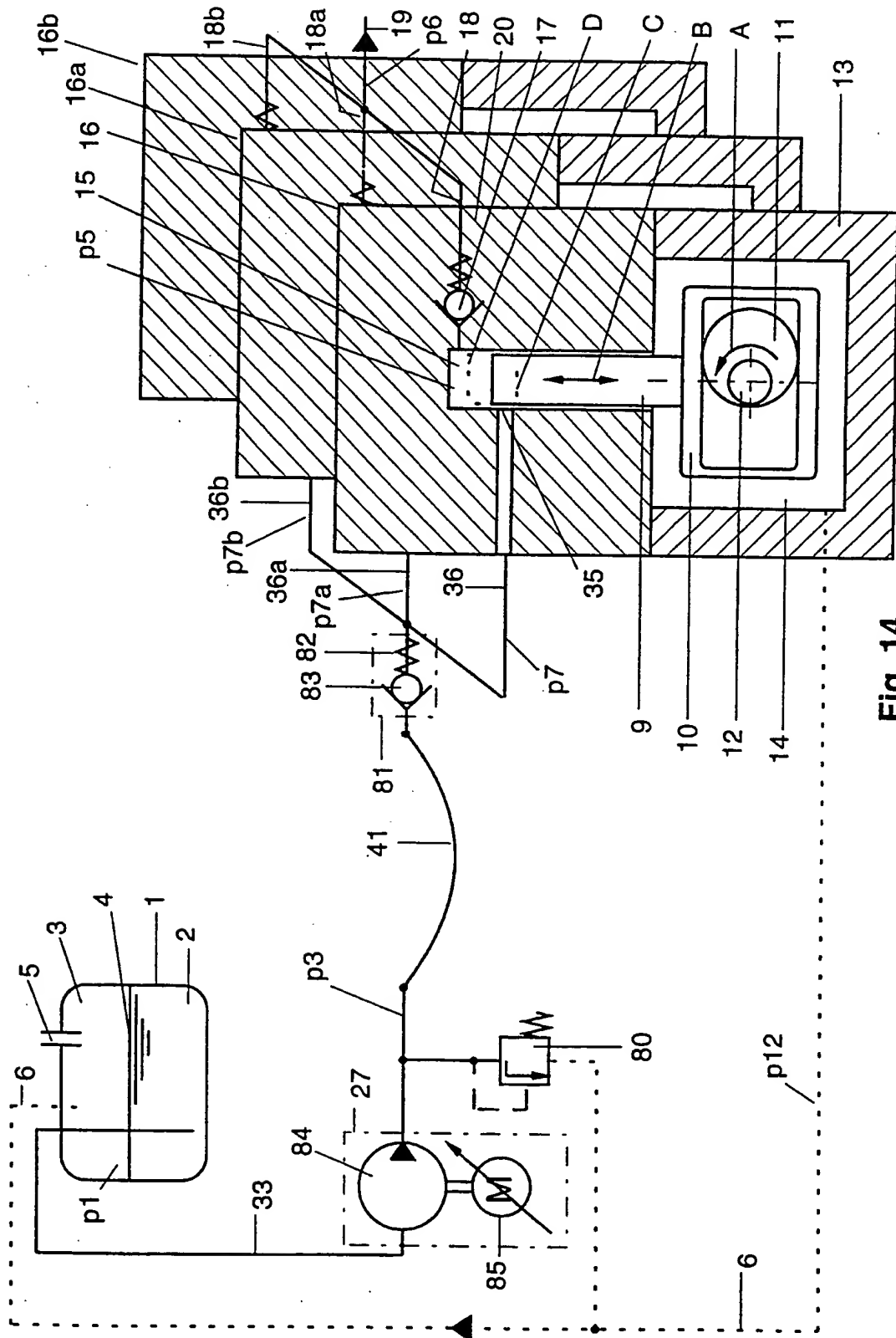


Fig. 14

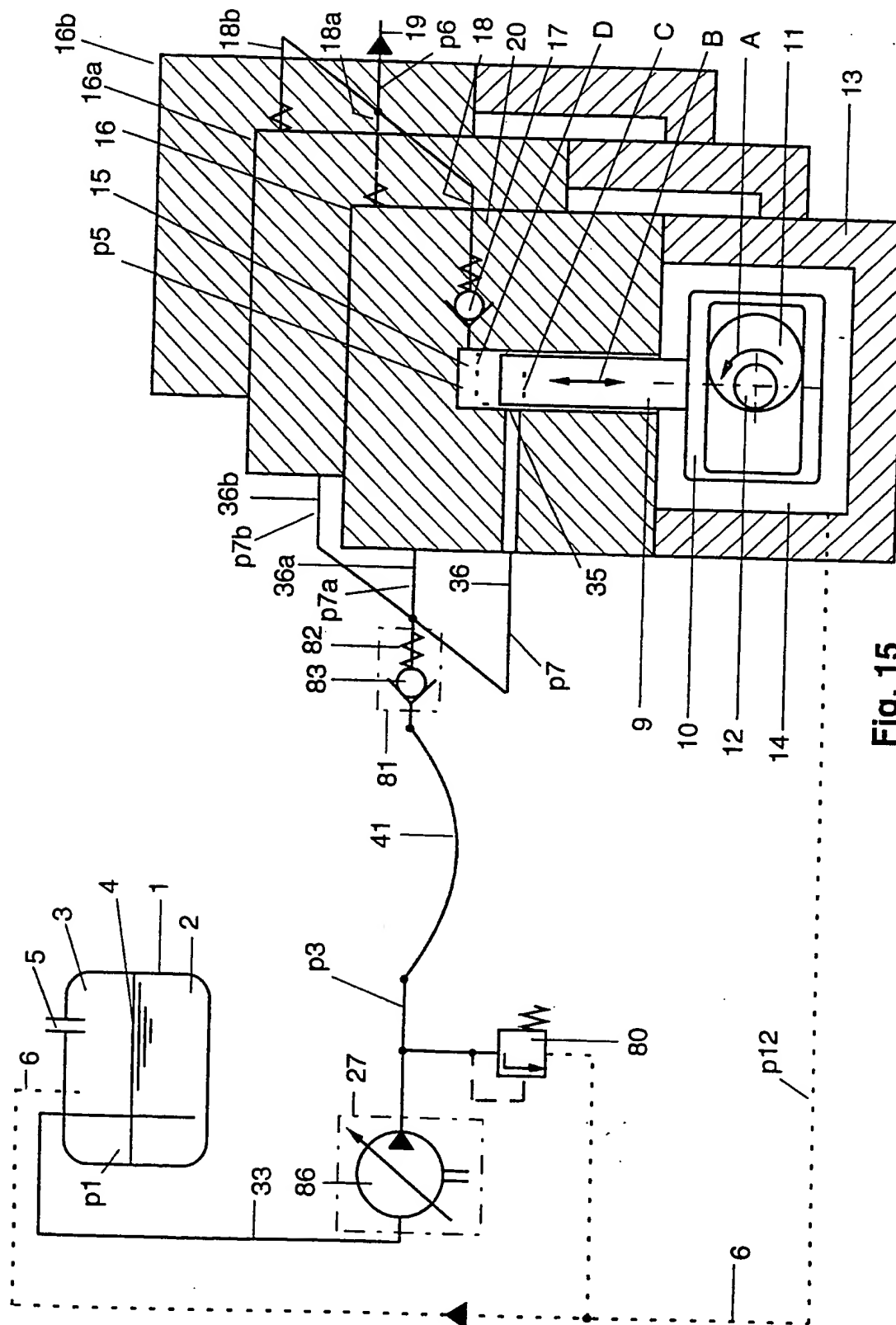
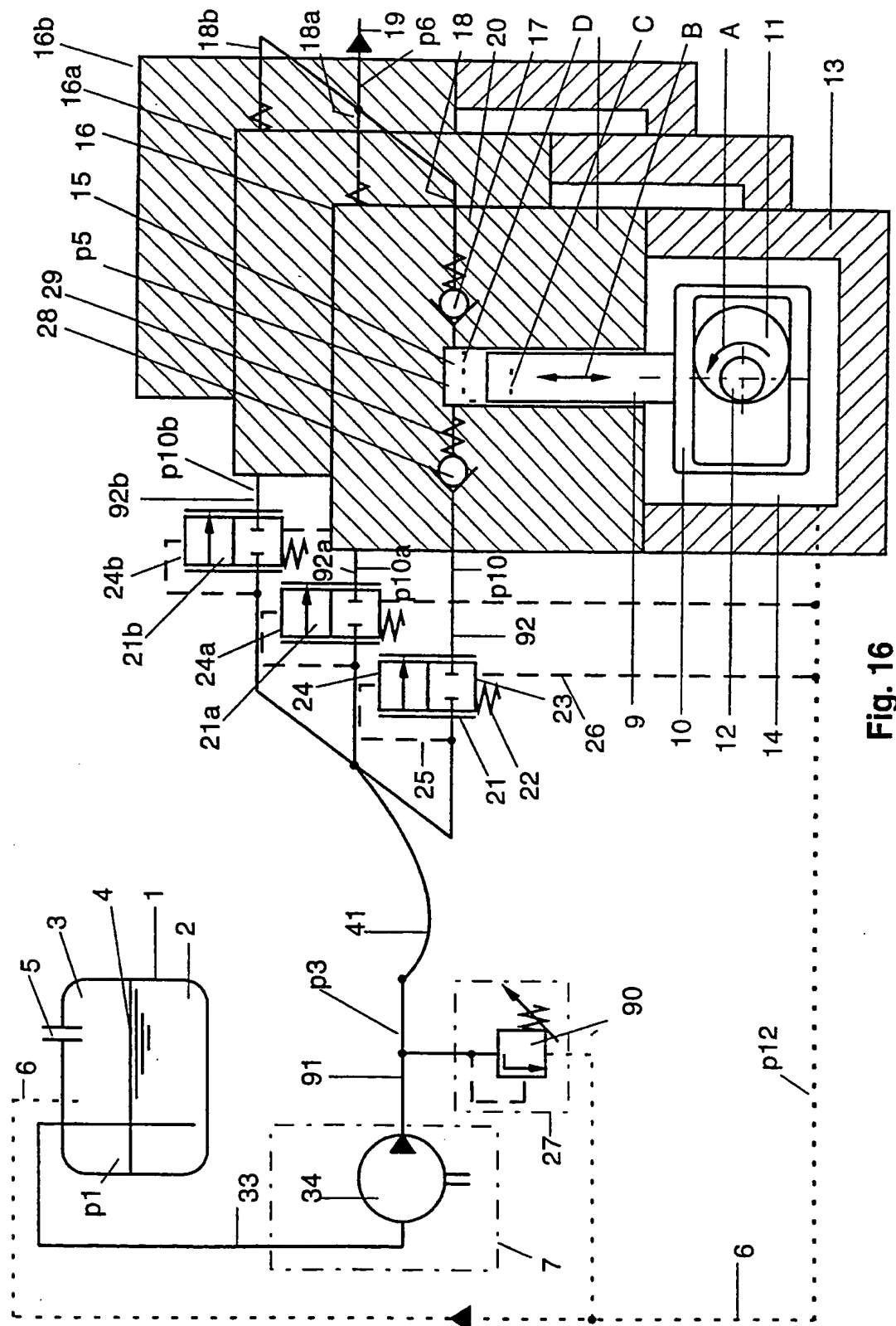


Fig. 15





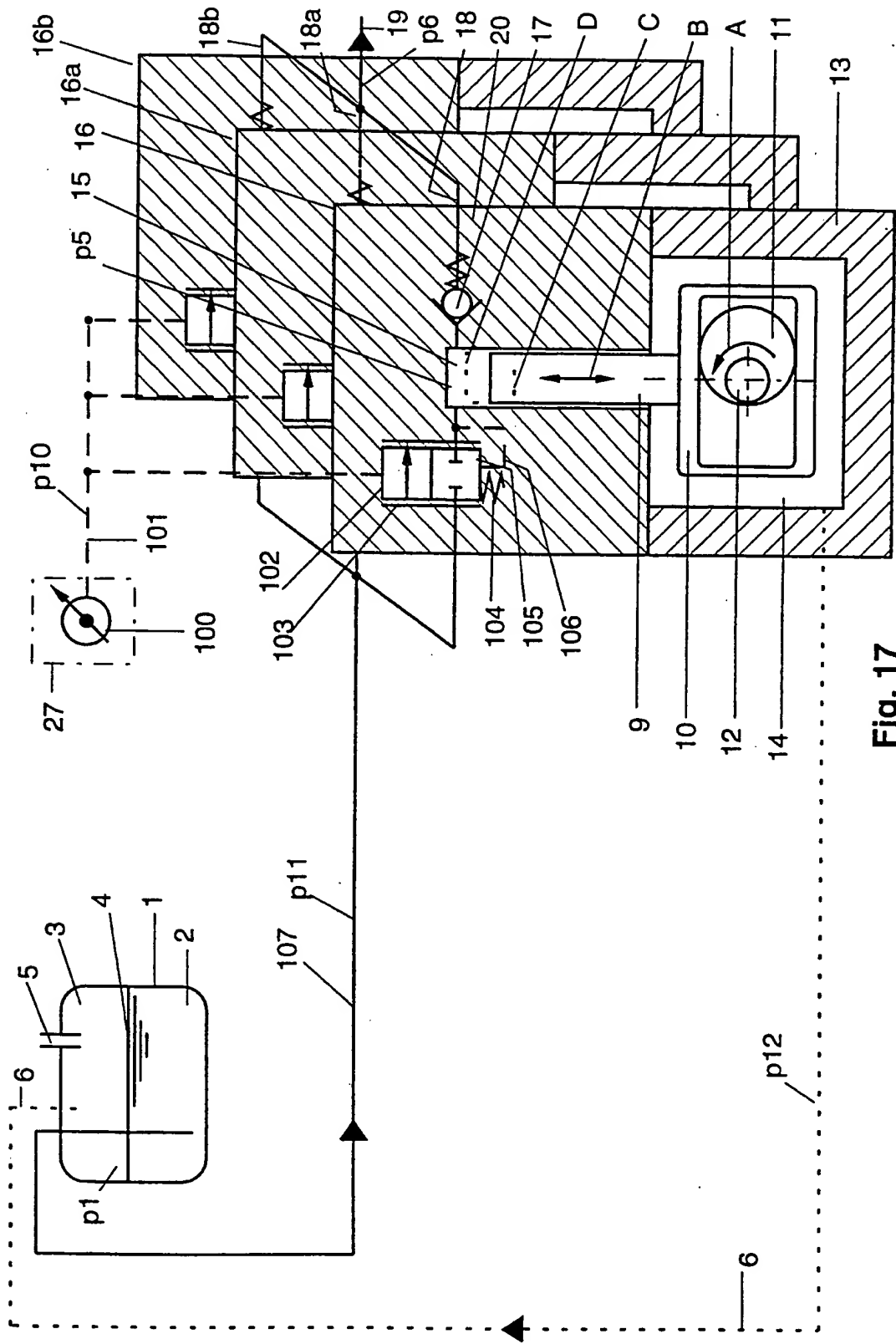


Fig. 17

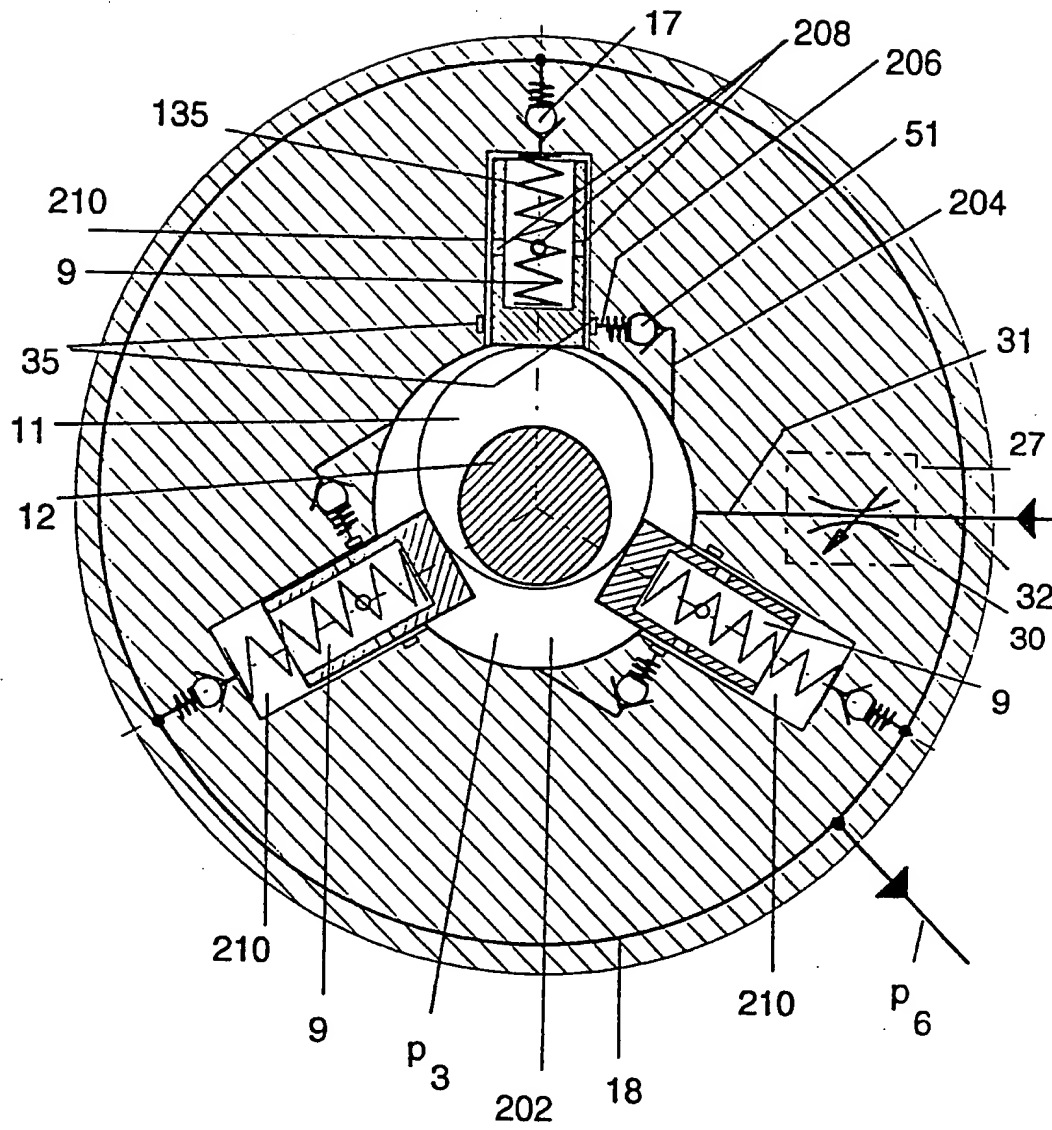


Fig. 18

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/CH 94/00215

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 6 F04B49/00 F02M59/34 F02M59/36 F04B49/22

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 6 F04B F02M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US,A,4 127 362 (FLADBY) 28 November 1978 see the whole document ---	1,3,9, 17,22
X	EP,A,0 111 200 (KAWASAKI YUKOGYO KABUSHIKI KAISHA) 20 June 1984 see the whole document ---	1,9,16
X	GB,A,2 109 058 (MOWBARY) 25 May 1983 see the whole document ---	1,4,10, 11,13,15
X	CH,A,346 728 (BESSIÈRE) 15 July 1960 see the whole document ---	1,9
X	GB,A,474 869 (ALFRED TEVES GMBH) 9 December 1937 see the whole document ---	1,21
-/--		

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

### \* Special categories of cited documents:

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

24 February 1995

Date of mailing of the international search report

08.03.95

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Von Arx, H

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/CH 94/00215

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE,A,41 38 313 (KOBARI) 27 May 1992 see the whole document ---	1,8
A	GB,A,2 131 493 (CLEGG) 20 June 1984 ---	
A	EP,A,0 069 612 (MAILLOCHAUD) 12 January 1983 ---	
A	EP,A,0 299 337 (MATHIS) 18 January 1989 cited in the application ---	
A	US,A,4 907 949 (JOURDE ET AL.) 13 March 1990 cited in the application ---	
A	WO,A,90 02876 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG) 22 March 1990 cited in the application ---	
A	DE,A,37 14 691 (BACKÉ) 1 December 1988 cited in the application -----	

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

Internatic Application No  
PCT/CH 94/00215

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US-A-4127362	28-11-78	NONE	
EP-A-0111200	20-06-84	JP-A- 59096473 JP-A- 59096474 DE-A- 3375596 US-A- 4630588	02-06-84 02-06-84 10-03-88 23-12-86
GB-A-2109058	25-05-83	DE-A,C 3241368 FR-A,B 2516173 JP-C- 1728684 JP-B- 4016631 JP-A- 58088458 US-A- 4474158	19-05-83 13-05-83 19-01-93 24-03-92 26-05-83 02-10-84
CH-A-346728		NONE	
GB-A-474869		NONE	
DE-A-4138313	27-05-92	JP-A- 4295191 JP-A- 4187871 US-A- 5167493	20-10-92 06-07-92 01-12-92
GB-A-2131493	20-06-84	NONE	
EP-A-0069612	12-01-83	FR-A- 2508112 US-A- 4470427	24-12-82 11-09-84
EP-A-0299337	18-01-89	CH-A- 674243 JP-A- 1087868 US-A- 4884545	15-05-90 31-03-89 05-12-89
US-A-4907949	13-03-90	NONE	
WO-A-9002876	22-03-90	DE-A- 3930542 JP-T- 4500710 US-A- 5156531	22-03-90 06-02-92 20-10-92
DE-A-3714691	01-12-88	DE-U- 8803957 EP-A,B 0289770 JP-A- 63285303	23-06-88 09-11-88 22-11-88

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internation Aktenzeichen

PCT/CH 94/00215

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 6 F04B49/00 F02M59/34 F02M59/36 F04B49/22

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 6 F04B F02M

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US,A,4 127 362 (FLADBY) 28. November 1978 siehe das ganze Dokument ---	1,3,9, 17,22
X	EP,A,0 111 200 (KAWASAKI YUKOGYO KABUSHIKI KAISHA) 20. Juni 1984 siehe das ganze Dokument ---	1,9,16
X	GB,A,2 109 058 (MOWBARY) 25. Mai 1983 siehe das ganze Dokument ---	1,4,10, 11,13,15
X	CH,A,346 728 (BESSIÈRE) 15. Juli 1960 siehe das ganze Dokument ---	1,9
X	GB,A,474 869 (ALFRED TEVES GMBH) 9. Dezember 1937 siehe das ganze Dokument ---	1,21
-/-		

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

24. Februar 1995

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

08.03.95

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Von Arx, H

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE,A,41 38 313 (KOBARI) 27. Mai 1992 siehe das ganze Dokument ---	1,8
A	GB,A,2 131 493 (CLEGG) 20. Juni 1984 ---	
A	EP,A,0 069 612 (MAILLOCHAUD) 12. Januar 1983 ---	
A	EP,A,0 299 337 (MATHIS) 18. Januar 1989 in der Anmeldung erwähnt ---	
A	US,A,4 907 949 (JOURDE ET AL.) 13. März 1990 in der Anmeldung erwähnt ---	
A	WO,A,90 02876 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG) 22. März 1990 in der Anmeldung erwähnt ---	
A	DE,A,37 14 691 (BACKÉ) 1. Dezember 1988 in der Anmeldung erwähnt -----	



## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internation	Aktenzeichen
PCT/CH	94/00215

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US-A-4127362	28-11-78	KEINE	
EP-A-0111200	20-06-84	JP-A- 59096473	02-06-84
		JP-A- 59096474	02-06-84
		DE-A- 3375596	10-03-88
		US-A- 4630588	23-12-86
GB-A-2109058	25-05-83	DE-A, C 3241368	19-05-83
		FR-A, B 2516173	13-05-83
		JP-C- 1728684	19-01-93
		JP-B- 4016631	24-03-92
		JP-A- 58088458	26-05-83
		US-A- 4474158	02-10-84
CH-A-346728		KEINE	
GB-A-474869		KEINE	
DE-A-4138313	27-05-92	JP-A- 4295191	20-10-92
		JP-A- 4187871	06-07-92
		US-A- 5167493	01-12-92
GB-A-2131493	20-06-84	KEINE	
EP-A-0069612	12-01-83	FR-A- 2508112	24-12-82
		US-A- 4470427	11-09-84
EP-A-0299337	18-01-89	CH-A- 674243	15-05-90
		JP-A- 1087868	31-03-89
		US-A- 4884545	05-12-89
US-A-4907949	13-03-90	KEINE	
WO-A-9002876	22-03-90	DE-A- 3930542	22-03-90
		JP-T- 4500710	06-02-92
		US-A- 5156531	20-10-92
DE-A-3714691	01-12-88	DE-U- 8803957	23-06-88
		EP-A, B 0289770	09-11-88
		JP-A- 63285303	22-11-88

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**